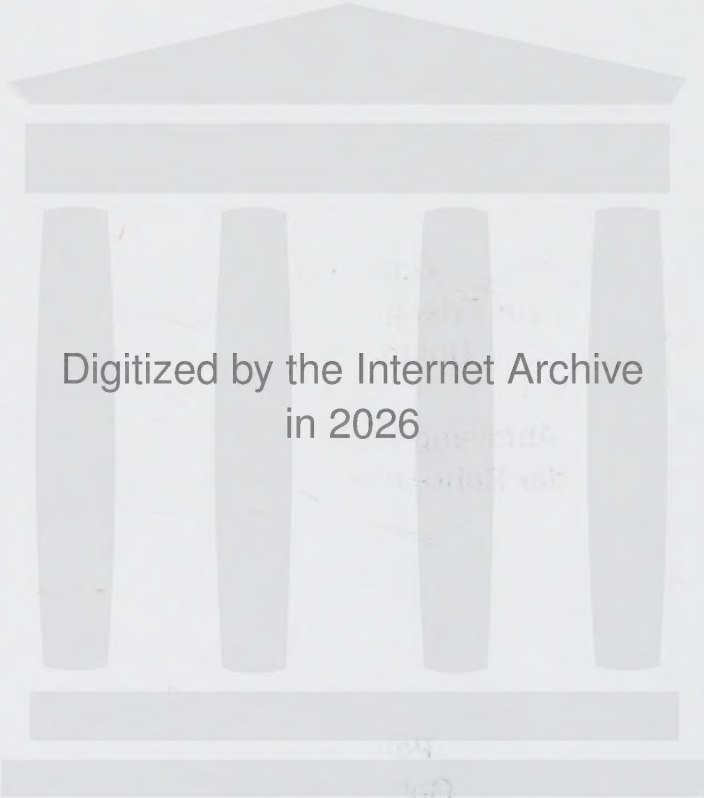


**SIMULATION EINES ZWEITAKTMOTORS UND
OPTIMIERUNG SEINER GASDYNAMISCHEN
EINFLUSSGRÖSSEN MIT EINEM DIREKTEN
SUCHVERFAHREN**

Doktorarbeit
zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur
der
Abteilung für Maschinenbau
der Ruhr-Universität Bochum

von
Peter Heine
Gelsenkirchen

Bochum 1979



Digitized by the Internet Archive
in 2026

**SIMULATION EINES ZWEITAKTMOTORS UND
OPTIMIERUNG SEINER GASDYNAMISCHEN
EINFLUSSGRÖSSEN MIT EINEM DIREKTEN
SUCHVERFAHREN**

Doktorarbeit
zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur
der
Abteilung für Maschinenbau
der Ruhr-Universität Bochum



von
Peter Heine
Gelsenkirchen

Bochum 1979



Doktorarbeit eingereicht am: 9.4.79

Tag der mündlichen Prüfung : 6.6.79

Referent: Prof. Dr.-Ing. H. Seifert

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. A. Kanarachos

Vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Konstruktionslehre der Ruhr-Universität Bochum.

Mein Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. H. Seifert, dem Inhaber des Lehrstuhls, für die Anregung zu dieser Aufgabe und sein Interesse am Fortgang der Untersuchungen.

Für die Übernahme des Korreferates sei Herrn Professor Dr.-Ing. A. Kanarachos ebenfalls gedankt.

Mein Dank gebührt auch allen Mitarbeitern, die durch Diskussionen und tatkräftige Unterstützung zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Bochum, im Juni 1979

Inhalt

1	Einleitung	1
2	Darstellung der Grundlagen	7
2.1	Das mathematische Modell	7
2.2	Die Strömungsebene	10
2.2.1	Das Differenzverfahren	12
2.2.2	Die Analyse der instationären Strömungsvorgänge	15
2.3	Die Rand- und Übergangsbedingungen	17
2.3.1	Der Zweitaktzylinder	17
2.3.1.1	Temperatur im Zylinder	20
2.3.1.2	Brennverlauf	21
2.3.1.3	Wärmeübergang im Zylinderraum	32
2.3.1.4	Luftverhältnis	33
2.3.1.5	Stoffwerte	35
2.3.1.6	Massenbilanz	40
2.3.1.6.1	Hochdruckphase	40
2.3.1.6.2	Ladungswechselphase	41
2.3.1.6.3	Spülverlauf	45
2.3.2	Der Kurbelkasten	53
2.3.3	Der Vergaser	55
2.4	Lösungsverfahren für die Rand- und Übergangsbedingungen	57
2.5	Aufbau des Programmsystems	63
3	Auslegung eines gemischgespülten Zweitaktmotors	68
3.1	Struktur seines realen Systems	68
3.2	Analyse des Ladungswechsels	76
3.3	Verbesserung der Betriebswerte durch veränderte räumliche Anordnung und Ausbildung der Drosselstellen im Leitungssystem des Zweitaktmotors	88
3.4	Einbau eines Abgasdrehschiebers	107

4	Numerische Optimierung	112
4.1	Die Strategie von Hooke und Jeeves	114
4.2	Numerische Optimierung gasdynamischer Einfluß- größen	119
5	Zusammenfassung	136
6	Literaturverzeichnis	139

Formelzeichen

Die folgende Aufzählung enthält nicht alle verwendeten Zeichen. Im Text definierte Bezeichnungen, die nur vorübergehend benutzt werden, sind nicht aufgeführt.

In dieser Arbeit werden nur SI - Einheiten verwendet.

Zeichen	Bedeutung
a	Schallgeschwindigkeit
A	Fläche
b	spez. Kraftstoffverbrauch
c	Massenanteil Kohlenstoff
C	Wärmekapazität
c_p	Wärmekapazität bei konst. Druck
c_v	Wärmekapazität bei konst. Volumen
d	Zylinderbohrung
e	spez. Energie
E	Energie
F	Kraft
h	Massenanteil Wasserstoff
h	spez. Enthalpie
H	Heizwert
H	Hub
l	Länge
m	Masse
$\dot{m}$	Massenstrom
n	Drehzahl
o	Massenanteil Sauerstoff
p	Druck
P	Leistung
q	spez. Wärmemenge
Q	Wärmemenge
r	Kurbelradius
R	Gaskonstante
s	Massenanteil Schwefel
s	spez. Entropie
t	Zeit

Zeichen	Bedeutung
T	Absolute Temperatur
u	Geschwindigkeit
v	spez. Volumen
V	Volumen
W	Arbeit
x	Ortskoordinate
α	Durchflußbeiwert
α	Restgasanteil
ε	Verdichtungsverhältnis
ρ	Dichte
κ	Verhältnis c_p/c_v
ϕ	Kurbelwinkel
λ	Luftverhältnis
λ_a	Luftaufwand
λ_l	Liefergrad
λ_s	Spülgrad
λ_v	Spülverhältnis

Indizes	
A	Austritt
B	Kraftstoff
E	Eintritt
F	Frischgemisch
i	innere
K	Kurbelkasten
m	mittel
M	Mischung
s	isentrop
st	stöchiometrisch
th	theoretisch
u	unverbrannt
v	verbrannt
w	wirklich
Z	Zylinder

1 Einleitung

Zur Durchführung des Kreisprozesses in einem Verbrennungsmotor ist es notwendig, intermittierend Frischluft anzusaugen und Verbrennungsgase abzuführen. Um den Einfluß der durch den intermittierenden Betrieb entstehenden instationären Strömungsvorgänge auf den Ladungswechsel analysieren zu können, ist eine möglichst exakte Berechnung der instationären Rohrströmung erforderlich.

Die Literatur über Lösungsverfahren für die instationären Strömungsvorgänge in den Rohrleitungssystemen von Verbrennungsmotoren ist sehr umfangreich. Die aus diesen Arbeiten bekannten Methoden lassen sich im wesentlichen auf drei Verfahren zurückführen:

- die Theorie der linearen Wellenausbreitung
- die Füll- und Entleermethode
- die Theorie der nichtlinearen Wellenausbreitung

Bei der Theorie der linearen Wellenausbreitung /1,2,3/ basiert die Berechnung auf den bekannten Grundgleichungen der Strömungslehre. Unter Vernachlässigung der Reibung und unter den Voraussetzungen, daß die Änderungen der Zustandswerte in ihren Absolutwerten klein sind und die Teilchengeschwindigkeit im Vergleich zur Schallgeschwindigkeit nur kleine Werte annimmt, gelangt man zur akustischen Theorie schwacher Druckwellen. Zur Lösung des Differentialgleichungssystems wird der Lösungssatz nach d'Alembert verwandt. Mit einer Rechnung des Ladungswechselvorganges bei akustischer Berücksichtigung des Auspuffrohres zeigte Wilhelm /4/ in einem Vergleich zur Messung, daß die akustische Rechenmethode nicht allgemein angewandt werden darf. Die Berechnung von Auspuffvorgängen mit der Theorie der linearen Wellenausbreitung kann demnach zu größeren Fehlern führen, da die Voraussetzung schwacher Druckwellen meist nicht erfüllt wird.

Die Füll- und Entleermethode geht von der Modellvorstellung aus, daß das gesamte Rohrleitungssystem der Ansaug- und Abgasseite jeweils zu einem fiktiven Behälter zusammengefaßt werden kann. Eine unendlich große Schallgeschwindigkeit wird somit für das gesamte System voraus-

gesetzt. Die in den Behälter eintretende Geschwindigkeitsenergie wird in innere Energie umgesetzt, Wellenvorgänge bleiben unberücksichtigt. Dieses Verfahren hat sich bei der Berechnung des Ladungswechsels von Verbrennungsmotoren mit niedrigen Drehzahlen und kurzen Abgasleitungen bewährt /5,6,7,8/. Es beinhaltet aber den Nachteil, daß eine vollständige Beschreibung des physikalischen Geschehens innerhalb der Rohrströmung nicht möglich ist.

Sollen Strömungsvorgänge mit Druckwellen großer Amplituden oder in Rohrleitungen von Verbrennungsmotoren mit hoher Drehzahl und langen Rohrleitungen berechnet werden, setzt das Anwendungsgebiet der Theorie der nichtlinearen Wellenausbreitung ein.

Die für ein Volumenelement der Rohrströmung aufgestellten Gleichungen der Kontinuität, des Impulses und der Energie bilden ein System quasilinear, hyperbolischer partieller Differentialgleichungen 1. Ordnung. Die Lösung dieses Gleichungssystems nach der Charakteristikenmethode geht auf Sauer /9/ zurück.

Das Charakteristikenverfahren wurde von vielen Autoren weiter entwickelt und verbessert, so daß auch komplizierte Randbedingungen berücksichtigt werden können. Dabei sind besonders die Arbeiten von Schultz-Grunow /10/, Jenny /11/ und Seifert /12/ zu erwähnen.

Jenny /11/ gelang es, die instationäre Drosselströmung mit Hilfe von Randbedingungsdiagrammen zu beschreiben. Für verschiedene Drosselstellen zeigte Jenny, daß die mit dem Charakteristikenverfahren ermittelten Druckverläufe gut mit den gemessenen Druckverläufen übereinstimmen. Ausgehend von den Gleichungen der eindimensionalen instationären Gasströmung legte Seifert /12/ in einem auf das Anwendungsgebiet Kolbenmaschinen ausgerichteten umfassenden Werk die Lösungsmethode nach dem Charakteristikenverfahren dar und zeigte Beispiele für verschiedene Anwendungsmöglichkeiten.

Es ist das exakteste der bekannten Rechenverfahren und auch für die Berechnung von Strömungen mit großer Amplitude geeignet. Dafür muß der Nachteil des höheren Rechenzeitaufwandes, der für das Charakteristikenverfahren im Vergleich zu den übrigen Verfahren beträchtlich ist, in Kauf genommen werden.

Vor Einführung der elektronischen Rechenanlagen wurde das Charakte-

ristikenverfahren fast ausschließlich in graphischer Form /13/ angewandt. Die spätere Programmierung dieses Verfahrens /14,15,16/ ist aus dieser Entwicklung zu sehen. Im Hinblick auf die Programmierung zeigt sich ein wesentlicher Nachteil des Charakteristikenverfahrens darin, daß das Charakteristikenetz nicht von vornherein bekannt ist. Von programmtechnischer Sicht treten außerdem beträchtliche Schwierigkeiten auf, wenn Verdichtungsstöße entstehen. Dennoch wird es zur Berechnung instationärer Strömungsvorgänge herangezogen /16/.

Weitere, in jüngster Zeit bekanntgewordene Arbeiten über die mathematische Simulation des Kreisprozesses von Verbrennungsmotoren sind auf spezielle Anwendungsbereiche zugeschnitten, die eine Berechnung des allgemeinen Kreisprozesses eines schnellaufenden Zweitakt-Ottomotors bisher nicht ermöglichten. So wird z.B. in dem in /61/ beschriebenen Programm, das für die Berechnung großvolumiger, langsamlaufender Zweitakt-Dieselmotoren geeignet ist, die instationäre Strömung nicht berücksichtigt.

In /53/ sind beispielhaft einzelne Entwicklungsstufen zur Leistungssteigerung von Zweitaktmotoren, die mit Hilfe einer mathematischen Simulation erreicht wurden, ausführlich erläutert. Die Rohrströmung wird darin mit einem rechenintensiven, modifizierten Charakteristikenverfahren erfaßt, der motorische Arbeitsprozeß geht mit stark einschränkenden Voraussetzungen in das Ergebnis ein. Eine detaillierte Programmbeschreibung wird nicht gegeben.

Einen wesentlichen Fortschritt brachten die Arbeiten /17,18/, in denen ein Programmsystem vorgestellt wird, in dem die instationäre Rohrströmung mit einem programmtechnisch vorteilhaften Differenzenverfahren berechnet wird. Aufbauend auf den Erfahrungen, die bei der Konzeption und dem Einsatz dieses Programmsystems gemacht wurden, ist das in dieser Arbeit beschriebene Programmsystem PROMOZ entwickelt worden. Es ermöglicht die Berechnung des Kreisprozesses schnellaufender Zweitaktmotoren unter Berücksichtigung der instationären Strömungsvorgänge in den angeschlossenen Rohrleitungssystemen. Das Modell für den Zylinder schließt Wärmeübertragung über die Zylinderwände, eine homogene Verbrennungsgeschwindigkeit und ein

Spülmodell ein, das beliebige Abstufungen zwischen vollständiger Mischung von Frisch- und Abgas und vollkommene Verdrängung des Abgases zuläßt. Bei den zu erstellenden Programmbausteinen für die Berechnung der komplexen Drosselstellen Zweitaktzylinder und Kurbelkastenspülpumpe wurde darauf geachtet, daß möglichst viele Bauarten von Zweitaktmotoren untersucht werden können. Unterschiedliche, jeweils auf den Verwendungszweck ausgerichtete Zweitaktmotoren finden auch heute vorzugsweise wegen ihrer Einfachheit Verwendung als Antrieb für Motorräder, Baumsägen und Rasenmäher, außerdem werden sie als Außenbord- und Industriemotoren eingesetzt. Um den Speicherbedarf und die Rechenzeit möglichst klein zu halten, wurde für die Berechnung der instationären Strömung durch die verschiedenartigen Drosselstellen ein für alle Drosselstellen einheitlicher Algorithmus entworfen.

Mit der Realisation des Programmsystems PROMOZ wird erstmals eine weitgehende Rechnersimulation des Kreisprozesses von Zweitakt-Ottomotoren ermöglicht, die eine kostengünstige Arbeitshilfe für die Entwicklung und Verbesserung dieser Motoren darstellt. Die zuverlässige Vorausbestimmung der sich in den Wirkräumen der Verbrennungsmotoren abspielenden physikalischen Vorgänge ist eine unabdingbare Voraussetzung für eine genaue Analyse und gibt wertvolle quantitative Hinweise über notwendige Entwicklungsschritte.

In dieser Arbeit wird der erfolgreiche Einsatz des Programmsystems bei der Untersuchung eines Zweitaktmotors mit Umkehrspülung gezeigt.

Bei Zweitaktmotoren ist ein gut abgestimmtes Rohrleitungssystem für das Leistungsverhalten von entscheidender Bedeutung. Die Drücke in der Abgasleitung liegen bei diesen Motoren in der Größenordnung der Spüldrücke, und der Ladungswechsel wird ausschließlich durch Druckunterschiede bewirkt. Während der Spülperiode besteht daher ein unmittelbarer Einfluß der instationären Strömung auf den Spülvorgang und damit auch auf den Liefergrad und die Leistung. Bei vorgegebenen Abmessungen des Rohrleitungssystems liefert eine gasdynamische Berechnung notwendige Hinweise über die Art der Ladungswechsel- und Strömungsvorgänge, so daß diese gezielt durch Änderungen des Rohrleitungssystems beeinflußt werden können.

Mit Hilfe des Programmsystems PROMOZ ist es mit vertretbarem Aufwand möglich, Vorausberechnungen von Motorbetriebswerten durchzuführen. Damit können erforderliche Daten für die Entwicklung eines Motors zur Verfügung gestellt werden, die das Risiko einer Fehlentwicklung verringern. Weiterhin kann man untersuchen, wie sich Änderungen verschiedener Parameter auf die Betriebswerte auswirken. Betriebswerte wie die Leistung und der Kraftstoffverbrauch werden von einer Vielzahl von Parametern beeinflusst. In Bild 1-1 ist die Vielfalt der prinzipiellen Eingriffsmöglichkeiten zur Verbesserung der Betriebswerte aufgezeigt.

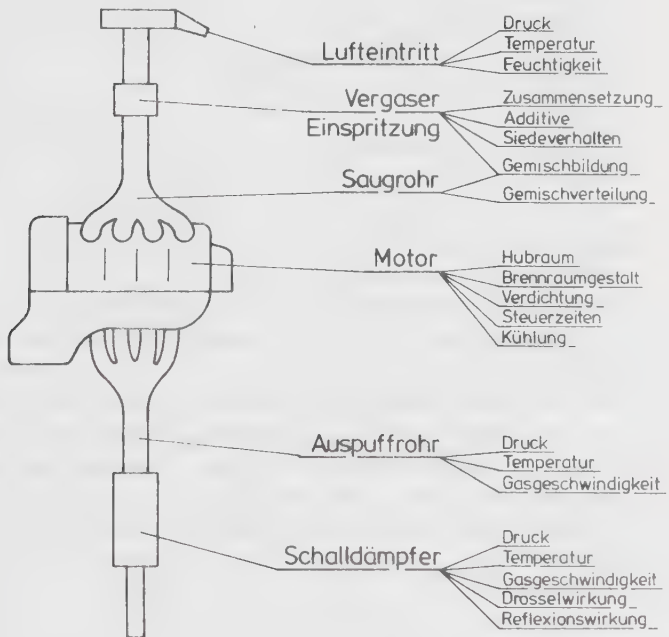


Bild 1-1: Parameter, durch die die Motorbetriebswerte beeinflusst werden

Die allgemein anzustrebenden Teilziele, maximale Leistung und minimaler Kraftstoffverbrauch, die in enger Wechselbeziehung miteinander stehen, sind erfahrungsgemäß keinesfalls durch alleinige Variation eines einzelnen Parameters zu erreichen. Die dem Motorenbauer gestellte Aufgabe der gleichzeitigen Optimierung beider Betriebswerte, führt zu ernsthaften Zielkonflikten. Der Zielkonflikt wird noch verschärft, da mit den bisher meist benutzten versuchstechnischen Mitteln die verschiedenen, einflußnehmenden Parameter nicht hinreichend voneinander entkoppelt oder in Simulationsprogrammen nicht mit der notwendigen Komplexität miteinander verknüpft waren. Eine optimale Parameterkombination kann daher nur ein Kompromiß im Rahmen des aufgezeigten Zielkonfliktes sein, der durch eine Feinabstimmung sämtlicher beeinflussender Parameter zu suchen ist.

Durch die Vielzahl der Konstruktionsvariablen ist auch mit dem Programmsystem eine rechnerische, systematische Untersuchung aller Systemzustände nicht möglich. Wahlloses Durchprobieren verschiedener zufälliger Parameterkombinationen ist aber zu unsicher im Hinblick auf das Ergebnis. Auch das Erreichen des Zieles und die Schnelligkeit der Zielannäherung sind bei einer solchen Vorgehensweise nicht festzustellen.

Da ein umfassendes mathematisches Modell des Zweitaktmotors mit dem Programmsystem PROMDZ vorliegt, bietet sich für eine Lösung des Problems die mathematische Optimierung an. Mit dem Einsatz einer mathematischen Optimierungsmethode wird in dieser Arbeit erstmals ein aussichtsreicher Weg zur Verbesserung der Motorbetriebswerte aufgezeigt. Die Ergebnisse der Rechnung zeigen, daß durch Optimierung der gasdynamischen Einflußgrößen mit Hooke-Jeeves-Verfahren das Syntheseproblem allgemeiner, als durch wahlloses Durchprobieren zu lösen ist.

2 Darstellung der Grundlagen

Von entscheidender Bedeutung für die Qualität des Programmsystems ist die Kenntnis der für den Algorithmus notwendigen Randbedingungen. Neben den Durchflußbeiwerten der Drosselorgane, die aus stationären Messungen am Durchflußprüfstand gewonnen werden, benötigt man ein Wärmeübergangsgesetz zwischen Arbeitsgas und Zylinderwand, den Brennverlauf und die Stoffwerte des Arbeitsgases, um nur einige zu nennen. Im folgenden werden der Aufbau des Programmsystems und die notwendigen Voraussetzungen, die dem Verfahren zugrunde liegen, behandelt. Ausgehend von den Gesetzen der Thermodynamik /19/ und der Gasdynamik /20,21/ werden auch die Rand- und Anschlußbedingungen des Zweitakt-Zylinders und der Kurbelkastenspülpumpe in differentieller Form angegeben.

2.1 Das mathematische Modell

Die Berechnung der komplexen, gas- und thermodynamischen Vorgänge in Verbrennungsmotoren mit ihren unterschiedlich ausgebildeten Ansaug- und Auspuffanlagen soll allgemein durchgeführt werden können. Dafür ist ein anpassungsfähiger Algorithmus erforderlich, mit dem es ohne großen Aufwand gelingt, für den jeweiligen Anwendungsfall den Motor, einschließlich seines realen Leitungssystems, nachzubilden. Für die Nachbildung erweist es sich als vorteilhaft, wenn das Gesamtsystem Motor in Teilsysteme zerlegt werden kann. Die Teilsysteme müssen dabei so definiert werden, daß sie individuell behandelt und ihre Grenzen und Grenzbedingungen spezifiziert werden können. Als kleinste Einheit für die Teilsysteme bieten sich die Einzelrohre an, aus denen das jeweilige Leitungssystem zusammengesetzt ist und die an ihren Rändern durch Drosselstellen miteinander verbunden sind. Die Drosselstellen werden mit ihren Rand- und Übergangsbedingungen beschrieben.

Für das derart definierte Teilsystem wurde ein Grundelement entworfen und im Programmsystem PROMOZ realisiert. Die gasdynamischen

Vorgänge in den Einzelrohren können mit guter Genauigkeit simuliert werden.

Die am realen Motor auftretende Kombination der Teilsysteme bestimmt somit die Struktur des aus den Grundelementen zusammengesetzten, durch Massenübertragung gekoppelten mathematischen Modells. Im Bild 2.1-1 ist das Gesamtsystem eines Einzylinder-Zweitakt-Ottomotors schematisch dargestellt. Die Kopplung der sich in den Einzelrohren ausbildenden Gasströmung wird durch die folgenden Rand- und Übergangsbedingungen beschrieben.

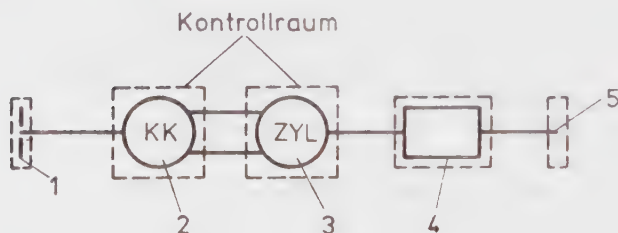


Bild 2.1-1: Gesamtsystem eines Einzylinder-Zweitakt-Ottomotors mit folgenden Übergangs- und Randbedingungen

- 1 Vergaser
- 2 Kurbelkasten
- 3 Zylinder
- 4 Schalldämpfer (Behälter)
- 5 Rohrende

Auf der Einlaßseite wird das im Vergaser (1) aufbereitete Luft-Kraftstoff-Gemisch über die Ansaugleitung in den Kurbelkasten (2) gesaugt. Nach Ablauf der Verdichtungs- und Expansionsphase tritt durch den geöffneten Auslaßschlitz Abgas aus dem Zylinder (3) in die Abgasleitung. Diese weist neben einem Schalldämpfer (Behälter) (4) ein offenes Rohrende (5) auf. Die Spülung des Zylinders (3) beginnt, wenn nach Öffnen der Überströmschlitze Frischgas aus dem Kurbelkasten (2) in den Zylinder (3) strömt.

Das physikalische Geschehen in diesem Gesamtsystem ist vollständig wiedergegeben, wenn zu jedem Zeitpunkt und an jedem Ort Auskunft über den Zustandsvektor (p,a,u) oder (p,T,u) gegeben werden kann. Für die Rohrströmung ist es relativ einfach diesen Vektor zu ermitteln. Dabei wird vorausgesetzt, daß die Zustandsvektoren durch Mittelwerte im Rohrquerschnitt zufriedenstellend genau festgelegt sind. Die dann eindimensionale instationäre Strömung läßt sich mit den Gesetzen der Gasdynamik charakterisieren.

In den Bereichen der Kopplung der Elemente, den Drosselstellen, reicht die eingangs gemachte Voraussetzung der eindimensionalen Betrachtungsweise zur Beschreibung der instationären Strömung nicht aus. Die Vernachlässigung der Geschwindigkeitskomponenten quer zur Weg-Richtung ist infolge der starken Verwirbelungen und Strahlablösungen, die einen Impulsverlust zur Folge haben, nicht mehr zulässig. Eine exakte Berechnung dieser komplexen Strömungsvorgänge ist bis heute nicht möglich. Sie sollen daher mittels eines einfacheren Strömungsmodells dargestellt werden:

Die genannten Drosselstellen werden durch Kontrollräume ersetzt, die quasistationär durchflossen werden. Quasistationär heißt hier, daß der instationäre Strömungsvorgang in zeitlich hintereinander folgende stationäre Vorgänge aufgelöst wird. Dabei wird vorausgesetzt, daß sich in einem betrachteten Zeitintervall die quasistationären Zustände in der Ein- und Austrittsfläche des betreffenden Kontrollraumes auch tatsächlich einstellen /17/.

Die Ein- und Austrittsflächen der Kontrollräume sind so festzulegen, daß die Zustandsvektoren wieder als repräsentativ für den jeweiligen Querschnitt gelten.

Jenny /11/, Seifert /12/, Mayr /22/, Benson /14/, Gary /23/, Stromberg /18/ und Peters /24/ haben die Zulässigkeit der quasistationären Betrachtungsweise für verschiedene Drosselstellen des Motorsystems nachgewiesen und zum Teil sehr gute Übereinstimmungen ihrer Rechnungen mit entsprechenden Messungen erzielt.

Die Einführung dieses einfachen Modells bringt den Vorteil mit sich, daß die Gleichungen der stationären Strömung zur Berechnung der Zustandsvektoren verwandt werden können. Bei den Drosselstellen ohne Speicherwirkung sind es die Zustandsvektoren $(p,a,u)_E$ und $(p,a,u)_A$. Bei den Drosselstellen mit Speicherwirkung kommt der Zustandsvektor,

der den Zustand im Innern des Kontrollraumes beschreibt $(p, a, u=0)_B$, hinzu. $u_B = 0$ besagt, daß die mit dem Massenstrom eintretende Geschwindigkeitsenergie vollständig verwirbelt.

Die Erfassung des Impulsverlustes mit der Impulsgleichung ist im allgemeinen nicht möglich, weil über die äußeren Kräfte auf die Kontrollraumberandung keine Angaben gemacht werden können. Daher wird der aus der stationären Strömung bekannte Durchflußbeiwert α eingeführt. Er ist ein Ausdruck für den Impulsverlust infolge Drosselung. Für den Durchflußbeiwert wird die bei einer stationären Strömung pro Zeiteinheit tatsächlich durch die Drossel strömende Masse auf den theoretisch möglichen Massenstrom bezogen:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{th}} \quad (2.1-1)$$

Diese Darstellung der Verluste mit Hilfe von Durchflußbeiwerten hat wie der Impulssatz, der aber nur in wenigen Sonderfällen anwendbar ist - den Vorteil, daß keine Kenntnisse über die Strömung im Innern des Kontrollraumes benötigt werden.

Die Zustandsvektoren in den Ein- und Austrittsquerschnitten eines Kontrollraumes sind gleichzeitig die Lösungsvektoren auf den Rändern des jeweils angeschlossenen Teilsystems, das im mathematischen Modell als Strömungsebene bezeichnet wird. Die Strömungsebene mit ihren Rändern ist somit das Grundelement des mathematischen Modells, dessen Struktur vom jeweiligen Anwendungsfall abhängt und mit mehreren solcher Elemente aufgebaut werden kann.

2.2 Die Strömungsebene

Von einer Arbeitsgruppe des Rechenzentrums der Ruhr-Universität Bochum wurden verschiedene Verfahren zur Berechnung einer in Weg-Richtung eindimensionalen anisentropen instationären Rohrströmung, wie sie in den Rohrsystemen von Verbrennungsmotoren vorkommt, untersucht und programmiert. In einem Vergleich der Berechnungsverfahren /25/ zeigte ein zweistufiges Differenzenverfahren von Lax

und Wendroff /26/ bei kleinen Rechenzeiten eine gute Genauigkeit und wurde in dieser Arbeit zur Berechnung der Rohrströmung benutzt. Die Beschreibung des Verfahrens soll hier auf die Angabe der zugrundeliegenden Gleichungen der Gasdynamik und des numerischen Lösungsverfahrens beschränkt bleiben. Eine ausführliche Beschreibung ist in /25/ gegeben.

Die Berechnung des Zustandsvektors einer eindimensionalen anisotropen instationären Strömung, dargestellt durch zwei thermische Zustandsgrößen und der Teilchengeschwindigkeit, wird durch die Lösung der drei Grundgleichungen der instationären Fadenströmung gefunden. Es sind diese die Erhaltungssätze der Masse (2.2-1), des Impulses (2.2-2) und der Energie (2.2-3):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) = - \rho u \frac{d \ln A}{dx} \quad (2.2-1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u^2 + p) = - \rho u^2 \frac{d \ln A}{dx} - k_R p \quad (2.2-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\kappa - 1} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{u^3}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} p u \right) = - u \left(\rho \frac{u^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} p \right) \cdot$$

$$\frac{d \ln A}{dx} + q \quad (2.2-3)$$

Wärmez- und -abfuhr über die Rohrwand, äußere Reibung und eine Änderung des Rohrquerschnittes in Richtung der Ortskoordinate sind in den Erhaltungssätzen berücksichtigt. k_R ist die auf das Massenelement bezogene äußere Reibungskraft, q die pro Volumen- und Zeiteinheit zu- oder abgeführte Wärmemenge. Damit sind drei Gleichungen zur Bestimmung der abhängigen Variablen p , ρ und u gegeben.

Die Gleichungen (2.2-1) bis (2.2-3) stellen ein System nichtlinearer partieller Differentialgleichungen vom hyperbolischen Typ dar. Das Gleichungssystem läßt sich zu der Vektorgleichung

$$\frac{\partial G}{\partial t} = - \frac{\partial F}{\partial x} - C \quad (2.2-4)$$

zusammenfassen, wenn man die Vektoren wie folgt definiert:

$$G = \begin{pmatrix} 0 \\ \rho u \\ \rho \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\kappa-1} \end{pmatrix} \quad (2.2-5)$$

$$F = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ u \left(\rho \frac{u^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} p \right) \end{pmatrix} \quad (2.2-6)$$

$$C = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 \\ u \left(\rho \frac{u^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} p \right) \end{pmatrix} \quad \frac{dnLA}{dx} + \begin{pmatrix} 0 \\ \rho k_R \\ -q \end{pmatrix} \quad (2.2-7)$$

G ist der gesuchte Lösungsvektor mit den Komponenten:

$$G = \left(\rho, \rho u, \rho \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\kappa-1} \right) \quad (2.2-8)$$

Die Vektoren F und C sind Funktionen dieses Vektors. Die Grundgleichungen können damit in folgender Form dargestellt werden:

$$\frac{\partial G}{\partial t} = - \frac{\partial F(G)}{\partial x} - C(G) \quad (2.2-9)$$

2.2.1 Das Differenzenverfahren

Bei den Differenzenverfahren werden Integrationsmethoden verwandt, die auf Differenzenbildung in Richtung der unabhängigen Variablen x und t beruhen. Das hat den Vorteil, daß der Lösungsvektor in einem programmtechnisch günstigen, rechtwinkligen Gitterpunktnetz gefunden wird (Bild 2.2-1).

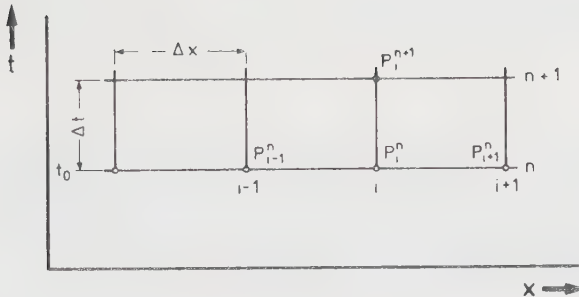


Bild: 2.2-1: Gitterpunktnetz beim Differenzenverfahren

Zu einem Zeitpunkt $t=t_0 = \text{konst}$ ist der Lösungsvektor $G(x, t_0)$ in den Punkten P_i^n , $n=0$, $i=1 \dots k$ durch die Anfangswerte gegeben. Die Taylor-Entwicklungen der Vektorfunktion $G(x, t)$ um die Punkte P bzw. die Gitterpunkte P_i^n der Strömungsebene bezüglich der Zeit t lauten:

$$G(x, t + \Delta t) = G(x, t) + \Delta t \frac{\partial G}{\partial t} + \frac{(\Delta t)^2}{2} \frac{\partial^2 G}{\partial t^2} + \dots \quad (2.2-10)$$

Bei Vernachlässigung der Glieder zweiter und höherer Ordnung und Überführung der zeitlichen Ableitung G_t über die Gleichung (2.2-9) in lokale Differentiation erhält man:

$$G(x, t + \Delta t) = G(x, t) - \Delta t \left(\frac{\partial F(x, t)}{\partial x} + C(x, t) \right) \quad (2.2-11)$$

Δt ist das Zeitintervall, das die Punkte mit der Indizierung n und $n+1$ bei konstantem x miteinander verknüpft (Bild 2.2-1). Nach Ersetzen der partiellen Ableitungen nach x durch eine Zentraldifferenz ergibt sich:

$$G_i^{n+1} = G_i^n - \frac{\Delta t}{2\Delta x} (F_{i+1}^n - F_{i-1}^n) - \Delta t C_i^n \quad (2.2-12)$$

Die Instabilität dieses Ansatzes kann durch die Mittelwertbildung nach Lax /25/ behoben werden:

$$G_i^n \rightarrow \frac{1}{2} (G_{i+1}^n + G_{i-1}^n) \quad (2.2-13)$$

Eine andere Variante des Verfahrens ist die, daß der Schritt von n nach $n+1$ in zwei Stufen durchgeführt wird. Der Berechnungsablauf dieses zweistufigen Verfahrens, einem sogenannten Prediktor-Korrektor-Verfahren, ist im Bild (2.2-2) zu erkennen.

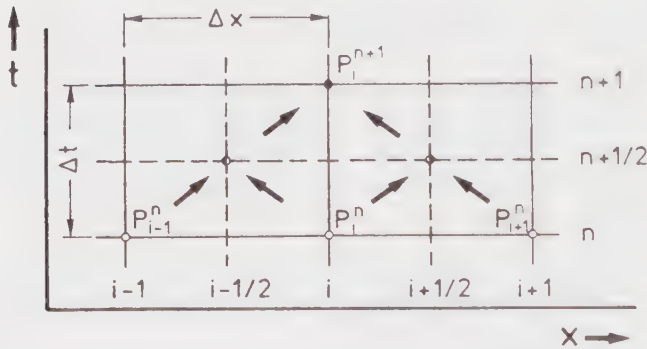


Bild 2.2-2: Gitterpunktnetz beim zweistufigen Differenzenverfahren

Für die erste Stufe gilt:

$$G_{i+1/2}^{n+1/2} = \frac{1}{2} (G_{i+1}^n + G_i^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x} (F_{i+1}^n - F_i^n) - \frac{\Delta t}{4} (C_{i+1}^n + C_i^n) \quad (2.2-14)$$

und für die zweite Stufe:

$$G_i^{n+1} = G_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} (F_{i+1/2}^{n+1/2} - F_{i-1/2}^{n+1/2}) - \frac{\Delta t}{2} (C_{i+1/2}^{n+1/2} + C_{i-1/2}^{n+1/2}) \quad (2.2-15)$$

Der Zeitschritt Δt wird mit der Stabilitätsbedingung von Courant-Friedrichs-Lewy bei vorgegebenen lokalen Differenzen ermittelt:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} = \frac{1}{|u|+a} \quad (2.2-16)$$

Dieses Kriterium besagt, daß der Lösungspunkt P_1^{n+1} innerhalb des Abhängigkeitsgebietes der Punkte P_{i-1}^n und P_{i+1}^n liegen muß.

Eine gesonderte Betrachtung für Verdichtungsstöße entfällt. Der unendlich steile Druckgradient in den diskreten Lösungspunkten wird durch einen endlichen Anstieg angenähert. Die Annäherung ist um so besser, je dichter das Gitternetz berechnet wird.

2.2.2 Die Analyse der instationären Strömungsvorgänge

Mit dem Differenzenverfahren werden die Zustandsvektoren in den diskreten Gitterpunkten der Strömungsebene berechnet. Diese Zustandsvektoren resultieren aus den Anteilen der in beide Richtungen mit Schallgeschwindigkeit durch das Rohr laufenden Druckwellen, die sich im betrachteten Gitterpunkt kreuzen. Für eine Analyse der instationären Strömungsvorgänge in den Rohrsystemen ist die Kenntnis der Anteile der vor- und rücklaufenden Wellen eine Voraussetzung. Diese zusätzliche Information liefert anschaulich das Charakteristikenverfahren /12/.

Bei der Lösung nach dem Charakteristikenverfahren wird die Überlagerung dadurch deutlich, daß die beiden gegenläufigen Zustandscharakteristiken α und β zum Schnitt gebracht werden. (Bild 2.2-3). Mit deren Hilfe ist es aber auch umgekehrt möglich, den resultierenden Zustand nachträglich in vor- und rücklaufende Wellenanteile zu zerlegen /18/. Wird der resultierende Zustand auf die Zustandscharakteristiken des ungestörten Mediums bezogen, so erhält man durch Kombination der Zustandscharakteristiken in Differenzenform ein Gleichungssystem für die gesuchten Lösungsvektoren der Partialwellen:

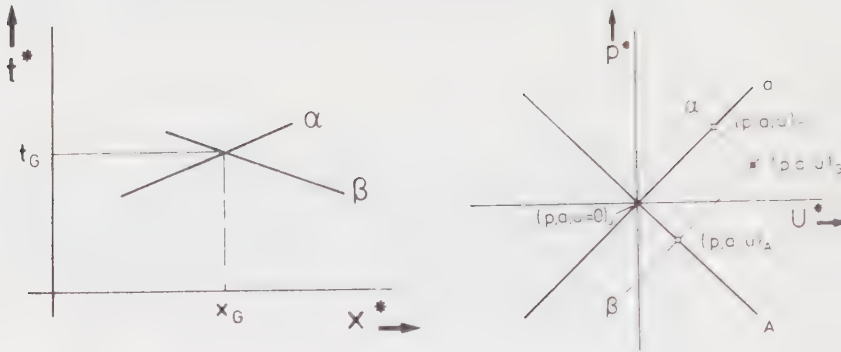


Bild 2.2-3: Strömungs- und Zustandsebene

— . — . — . Verträglichkeitsbedingungen des resultierenden Zustandes

————— Verträglichkeitsbedingungen des ruhenden Mediums

t^* , x^* , p^* und u^* : bezogene Größen

$$u_G - u_A + \frac{1}{2\kappa} \left(\frac{a_G}{p_G} + \frac{a_A}{p_A} \right) (p_G - p_A) = 0 \quad (2.2-17)$$

$$- u_A - \frac{1}{2\kappa} \left(\frac{a_u}{p_u} + \frac{a_A}{p_A} \right) (p_u - p_A) = 0 \quad (2.2-18)$$

$$u_G - u_a - \frac{1}{2\kappa} \left(\frac{a_G}{p_G} + \frac{a_a}{p_a} \right) (p_G - p_a) = 0 \quad (2.2-19)$$

$$- u_a + \frac{1}{2\kappa} \left(\frac{a_u}{p_u} + \frac{a_a}{p_a} \right) (p_u - p_a) = 0 \quad (2.2-20)$$

Die Lösung des Gleichungssystems liefert die Anteile der Zustandsgrößen, die zu einer vorlaufenden Welle (Index a) und die Anteile, die zu einer rücklaufenden Welle gehören (Index A). Damit lässt sich die Entstehung und Veränderung jeder einzelnen Störung und deren

Einfluß auf den resultierenden Zustand anschaulich verfolgen. Für die Analyse ist eine Abschätzung der Laufzeiten dieser Partialwellen nützlich. Mit einer mittleren Schallgeschwindigkeit a_m ergibt sich die Wellenlaufzeit zu

$$\Delta t = \frac{l}{a_m} \quad (2.2-21)$$

oder in Grad Kurbelwinkel ausgedrückt

$$\Delta \phi = \frac{360 \cdot n \cdot l}{a_m} \quad (2.2-22)$$

2.3 Die Rand- und Übergangsbedingungen

2.3.1 Der Zweitakt-Zylinder

Gemäß dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik ist die Änderung der inneren Energie eines offenen Systems gleich der Summe der durch Massenaustausch transportierten Energien $\sum h_i dm_i$, plus der Summe der übertragenen Wärmemengen $\sum dQ_i$ und der mit der Umgebung ausgetauschten Arbeit dW :

$$dE = \sum h_i dm_i + \sum dQ_i + dW \quad (2.3-1)$$

Übergehend auf den Verbrennungsmotor soll in dieser Darstellung als Motorzylinder der Raum Z verstanden werden, den das Fluid vom Überströmschlitz bis zum Auslaßschlitz durchströmt.

Der Kontrollraum ist dabei so gelegt, daß in den Begrenzungsflächen E und A Zustandswerte angegeben werden können, die im Sinne der Stromfadentheorie als repräsentativ für den jeweiligen Querschnitt gelten (Bild 2.3-1).

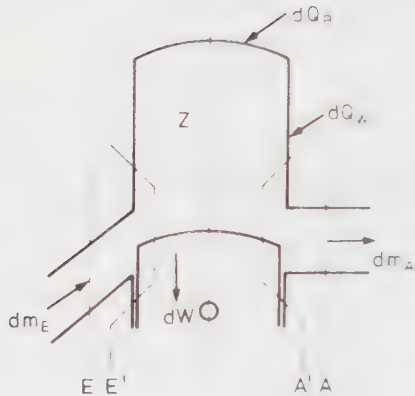


Bild 2.3-1: Kontrollraum der Übergangsbedingung "Zweitakt-Zylinder"

Die Bereiche E bis E' und A' bis A umfassen die Räume, in denen der Drosselvorgang durch die Schlitze stattfindet. Nur diese beiden Bereiche unterliegen der quasistationären Betrachtungsweise, um die Erkenntnisse der stationären Strömung zur Beschreibung allgemeiner Drosselvorgänge auswerten zu können. Dabei ist es nicht notwendig, die Grenzflächen E' und A' geometrisch exakt festzulegen.

Um die komplexen Vorgänge im Raum Z berechnen zu können, sind vereinfachende Annahmen notwendig:

Der Raum Z wird als ein homogenes System mit quasistatischer Zustandsänderung betrachtet, d.h. das System befindet sich zu jedem Zeitpunkt und an jedem Ort im Innern in einem thermodynamischen Gleichgewicht. Damit sollen die Unterschiede in der Temperaturverteilung und in der Gaszusammensetzung als über den Raum gemittelte Werte berücksichtigt werden.

Die Strömungsverhältnisse werden nicht erfaßt. Die durch die Kolbenbewegung angeregten Zustandsänderungen sind zu vernach-

lässigen, weil die Kolbengeschwindigkeit von üblichen Verbrennungsmotoren - im Vergleich zur Schallgeschwindigkeit - klein ist. Für die kinetische Energie der unregelmäßigen und vom Betrag kleinen Teilchenbewegung wird angenommen, daß sie sich vollständig in innere Energie umwandelt.

Das Arbeitsgas setzt sich zu jedem Zeitpunkt aus dem Luft-Kraftstoff-Gemisch und den Verbrennungsendprodukten zusammen. Die Verbrennung erfolgt über viele Zwischenstufen, bis schließlich bei vollständiger Verbrennung die Endprodukte vorliegen. Korrekterweise müßten die Zwischenprodukte berücksichtigt werden, weil die innere Energie des Gases von der momentanen Gaszusammensetzung abhängt.

Der Raum Z wird von einem gasdichten Kolben abgeschlossen. Im betriebswarmen Zustand ist der hiermit verbundene Fehler vernachlässigbar klein.

Das Gas wird als ideales Gas angesehen. Die thermodynamischen Abweichungen zwischen Ideal- und Realgas sind nach /27/ zu vernachlässigen.

Einige dieser Annahmen sind erforderlich aufgrund der geringen Kenntnisse der ablaufenden physikalischen Prozesse, andere werden eingeführt, um die Rechenzeit innerhalb praktisch vertretbarer Grenzen zu halten. Art und Umfang dieser Vereinfachungen müssen auf die Aussagen abgestimmt sein, die mit Hilfe der Rechnungen erzielt werden sollen.

Der thermische Zustand des Zylindersinhaltes ist festgelegt durch den Druck p_Z und die Temperatur T_Z . Die eingeschlossene Masse m_Z , das Luftverhältnis λ_Z , die in der Gesamtmasse enthaltene Frischluft m_F und die verbrannte Kraftstoffmenge B beschreiben zusammen mit den ein- und ausgeströmten Massen den Massentransport durch den Zylinder. Die Integrale der verschiedenen Wärmeströme geben die ausgetauschten Wärmemengen an: die Verbrennungswärme Q_B und die mit den umgebenden Wänden ausgetauschten Wärmemengen Q_w . Der Kolben verrichtet Volumenänderungsarbeit. Damit ist die technisch nutzbare Arbeit festgelegt /18/.

2.3.1.1 Temperatur im Zylinder

Für das nach Bild (2.3-1) festgelegte offene System lautet die Energiebilanz für den betrachteten Zeitpunkt $t/28/$:

$$dE_Z = dQ_B + h_{OE} dm_E - h_{OA} dm_A - dQ_W + dW \quad (2.3-2)$$

Weiterhin ist

$$dE_Z = m_Z de_Z + e_Z dm_Z \quad (2.3-3)$$

Die innere Energie des Arbeitsgases ist abhängig von der Zusammensetzung und der Temperatur. Die augenblickliche Mischung der beiden Bestandteile des Arbeitsgases wird durch das Luftverhältnis λ_Z gekennzeichnet:

$$e_Z = e_Z(\lambda_Z, T_Z) \quad (2.3-4)$$

$$de_Z = \frac{\partial e_Z}{\partial \lambda_Z} d\lambda_Z + \frac{\partial e_Z}{\partial T_Z} dT_Z = \frac{\partial e_Z}{\partial \lambda_Z} d\lambda_Z + C_{vZ} dT_Z \quad (2.3-5)$$

Gleichung (2.3-3) und Gleichung (2.3-5) in Gleichung (2.3-2) eingesetzt und unter Berücksichtigung der Beziehung:

$$e = h - \frac{p}{\rho} = h - RT \quad (2.3-6)$$

gilt für die auf den Kurbelwinkel bezogene Änderung der Zylinder-temperatur T_Z , wobei nicht alle Differentiale gleichzeitig vorkommen:

$$\frac{dT_Z}{d\phi} = \frac{1}{m_Z C_{vZ}} \left\{ \frac{dQ_B}{d\phi} + (h_{OE} - u_Z) \frac{dm_E}{d\phi} - RT_Z \frac{dm_A}{d\phi} - \frac{dQ_W}{d\phi} + \frac{dW}{d\phi} - m_Z \frac{\partial e_Z}{\partial \lambda_Z} \frac{d\lambda_Z}{d\phi} \right\} \quad (2.3-7)$$

Eine zweite Differentialgleichung liefert die Massenbilanz. Danach kann eine Änderung der Masse nur über das einströmende Frischgas und das ausströmende Abgas erfolgen.

Damit stehen zwei gekoppelte Differentialgleichungen zur Verfügung, die zusammen mit der Zustandsgleichung

$$p \cdot V = mRT \quad (2.3-8)$$

eine Berechnung der Masse, des Druckes und der Temperatur in Abhängigkeit des Kurbelwinkels gestatten.

dW ist die mit der Umgebung ausgetauschte Arbeit:

$$dW = - p_Z dV_Z \quad (2.3-9)$$

Das Zylindervolumen bei beliebiger Kurbelwellenstellung und dessen zeitliche Änderung ergibt sich aus der bekannten Funktion des Kurbelwinkels:

$$V_Z = \frac{1}{2} V_h \left[\frac{1}{r/l} (1 - \sqrt{1 - (r/l \cdot \sin \phi)^2}) + \frac{\epsilon+1}{\epsilon-1} - \cos \phi \right] \quad (2.3-10)$$

$$\frac{dV_Z}{d\phi} = \frac{1}{2} V_h \sin \phi \left[\frac{r/l \cos \phi}{\sqrt{1 - (r/l \cdot \sin \phi)^2}} + 1 \right] \quad (2.3-11)$$

Für den Winkel $\phi = 0$ steht der Kolben im oberen Totpunkt.

Die in Gleichung (2.3-7) noch unbekannten Differentiale werden im folgenden abgeleitet.

2.3.1.2 Brennverlauf

Der Verlauf der Wärmeentwicklung bei der motorischen Kraftstoffverbrennung, also die Umsetzung der chemisch im Kraftstoff gebundenen Energie in Wärme, wird als Brennverlauf Q_B bezeichnet. Um sinnvolle Rechenergebnisse zu erhalten, benötigt man für jeden zu berechnenden

Betriebspunkt des Motors den dafür gültigen Brennverlauf. Eine vollständige analytische Darstellung des Brennverlaufs in Abhängigkeit von seinen Einflußgrößen konnte wegen der komplexen, thermodynamischen und reaktionskinetischen Vorgänge im Zylinder bisher nicht angegeben werden. Deshalb ist in der Regel eine thermodynamische Auswertung eines gemessenen Zylinderdruckverlaufs unumgänglich, um den exakten Brennverlauf für einen Betriebspunkt eines Motors zu finden /29/. Für den experimentell ermittelten Brennverlauf wurde von Vibe /30/ eine Funktion angegeben, mit der es möglich ist, praktisch jeden Brennverlauf durch Variation zweier Parameter anzunähern. Dieser Vibe-Ersatzbrennverlauf wird für den Betriebspunkt des Motors so bestimmt, daß er hinsichtlich der wesentlichen Prozeßdaten das gleiche Ergebnis liefert wie der tatsächliche Brennverlauf.

Mit der in einem Motorzylinder eingeschlossenen Luftmasse kann insgesamt die Kraftstoffmasse B_{ges} verbrannt werden. Damit wird die Wärme

$$Q_B = B_{ges} H_u x \quad (2.3-12)$$

entwickelt. Ist die dem Motorzylinder während eines Arbeitsspiels zugeführte Kraftstoffmasse B_O größer als die Kraftstoffmasse, die verbrannt werden kann (fettes Gemisch, $\lambda < 1$), muß ein Umsetzungsgrad η_u eingeführt werden. Er berücksichtigt den Wärmeverlust, der durch eine unvollständige Verbrennung verursacht wird.

$$Q_B = \eta_u B_O H_u x \quad (2.3-13)$$

Vibe /30/ fand ausgehend von reaktionskinetischen Erkenntnissen für x die Formulierung:

$$x = 1 - \exp(-ay^{m+1}) \quad (2.3-14)$$

$$0 \leq x \leq 1$$

Es bedeuten:

y eine dimensionslose Zeitfunktion

$$y = \frac{\phi - \phi_{vB}}{\Delta \phi_v} \quad (2.3-15)$$

$$0 \leq y \leq 1$$

ϕ_{vB} Verbrennungsbeginn

$\Delta \phi_v$ Verbrennungsdauer

a ein den Umsetzungsgrad kennzeichnender Exponent

m ein die Schwerpunktlage des Brenngesetzes und damit den Charakter der Zeitfunktion kennzeichnender Exponent

Mit dem Verbrennungskennwert m werden die Einflüsse der Reaktionskinetik und der Brennraumgeometrie pauschal berücksichtigt.

Die erste Ableitung von x nach der Zeit ist dann das Brenngesetz:

$$\frac{dx}{dy} = a (m+1) y^m \exp(-ay^{m+1}) \quad (2.3-16)$$

Mit

$$x = \frac{B}{B_{ges}} \quad (2.3-17)$$

und

$$Q_B = B H_u \quad (2.3-18)$$

ergibt sich der Brennverlauf zu:

$$\frac{dQ_B}{d\phi} = \frac{n_u B_{O_2} H_u}{\Delta \phi_v} a (m+1) \left(\frac{\phi - \phi_{vB}}{\Delta \phi_v} \right)^m \exp \left(- a \left(\frac{\phi - \phi_{vB}}{\Delta \phi_v} \right)^{m+1} \right) \quad (2.3-19)$$

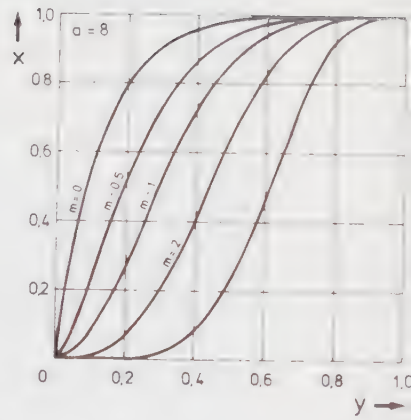
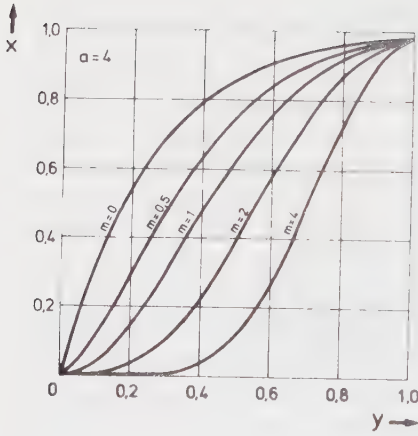


Bild 2.3-2: Vibe-Durchbrennfunktionen für verschiedene a - und m -Werte

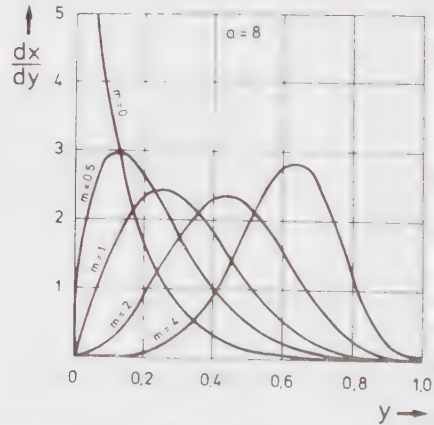
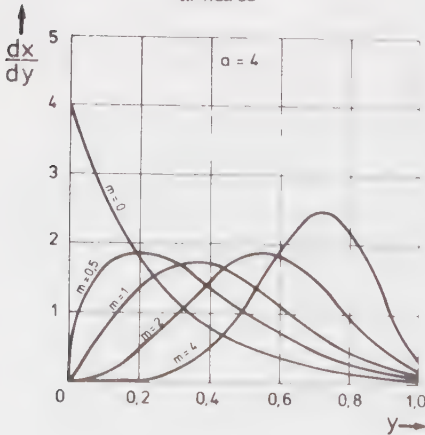


Bild 2.3-3: Vibe-Brennverlauf für verschiedene a - und m -Werte

Bei Kenntnis der Parameter a und m für einen Betriebspunkt eines Motors kann nach Überlegungen, die in /31/ dargelegt sind, in bestimm-

ten Fällen das Brenngesetz des geänderten Lastpunktes mit Hilfe einer Ähnlichkeitsbetrachtung relativ genau ermittelt werden. Für die Berechnung des Ladungswechsels mit dem Programmsystem PROMOZ ist ausreichend, wenn die thermodynamischen Eigenschaften des Arbeitsgases beurteilt werden können. Aufgrund dieser Überlegung wurde bei der Konzeption des Programmsystems davon ausgegangen, daß die Simulation des Verbrennungsablaufes mit dem mathematischen Modell von Vibe /30/ innerhalb des umfangreichen Programmsystems gerechtfertigt ist, da hier die Berücksichtigung von Verbrennungstheorien zu unpraktikabel, die Einflußgrößen zu zahlreich und in ihrer Wirkung nicht vollständig erforscht sind. Es wird aber immer notwendiger, quantitative Vorhersagen machen zu können, die über die Ermittlung der zeitlichen Entwicklung des Druckes und der Temperatur hinausgehen und Aussagen über die Zusammensetzung der emittierten Verbrennungsprodukte zulassen. Die unbefriedigende Tatsache, eine Berechnung der Abgaszusammensetzung für Emissionsstudien mit dem Programmsystem PROMOZ nicht durchführen zu können, läßt sich wegen der dafür notwendigen, rechenintensiven Programm-erweiterungen vollständig wohl erst mit der nächsten Rechnergenera-tion ausräumen.

Jedoch würde gerade eine solche Erweiterung die Entwicklung fördern, in der versucht wird, durch Änderungen der Parameter des Verbrennungsablaufs die Abgaszusammensetzung zu beeinflussen und die Schadstoffbildung schon während der Verbrennung weitgehend zu unterdrücken. Für eine solche Vorgehensweise stellt die zuverlässige Vorausbestimmung der Abgaszusammensetzung eine wertvolle Hilfe zur quantitativen Analyse der notwendigen Entwicklungsschritte dar. Die anzustrebende Erweiterung für den Verbrennungsablauf, die die Möglichkeit einer thermodynamisch-reaktionskinetischen Analyse zum Ziel hat, setzt wegen der sehr aufwendigen mathematischen Beschreibung einen vereinfachenden, innerhalb des umfangreichen Programmsystems realisierbaren Weg voraus. Dabei kann auf dem Flammenfortpflanzungsmodell aufgebaut werden, das die Grundlage vieler bisher entwickelter und in der Literatur beschriebener Rechenmodelle /32,33/ darstellt, die von einem schematisierten Verbrennungsablauf abkehren.

Bei diesem Modell wird grundsätzlich angenommen, daß der Brennraum durch eine dünne, fortschreitende Flammenfront in zwei unter gleichem Druck stehende Bereiche unterteilt wird. Die Annahme einer homogenen Druckverteilung ist zulässig, da sich bei den zu erwartenden hohen Brennraumtemperaturen entsprechend große Werte der Schallgeschwindigkeit einstellen. Ein Teilraum enthält das noch nicht ab-reagierte homogene Frischgemisch, der andere das durch die Oxidation gebildete Verbrennungsgas. In der Flammenfront erfolgt die Umsetzung des unverbrannten Gemisches zu den Verbrennungsprodukten. Die Um-setzungsgeschwindigkeit ist gleich der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront. Die zeitlichen Massenänderungen der beiden Teil-räume können mit der Vibe-Durchbrennfunktion (Gleichung 2.3-14) beschrieben werden.

Bei gegebenem Druck- und Temperaturverlauf der Verbrennungsgase im Brennraum läßt sich ein Ansatz für eine Berechnung der Abgas-zusammensetzung formulieren. Dieser theoretischen Betrachtung sind die folgenden hypothetischen Annahmen zugrunde gelegt:

Sofortige Einstellung des chemischen Gleichgewichts entsprechend dem jeweiligen Zustand des Verbrennungsgases und keine Reaktionen nach Verbrennungsende, d.h. Beibehaltung des am Verbrennungsende eingefrorenen Gleichgewichts, auch für den sich fortlaufend ändernden Zustand des Verbrennungsgases während der Expansion nach Verbrennungsende.

Mit diesem Rechenmodell wird der wirkliche Verbrennungsvorgang zwar nur vereinfacht simuliert, jedoch kann nach /62/ angenommen werden, daß im Gegensatz zu den meisten Kohlenwasserstoffen zumindest der Schadstoff Kohlenmonoxid auch bei den schnellen Zustandsänderungen des Arbeitsgases im Brennraum des Verbrennungsmotors nahezu den Gleichgewichtsbedingungen folgen kann.

Bei den in Ottomotoren während der Verbrennungsphase ablaufenden Reaktionen handelt es sich nicht nur um die Kohlenwasserstoff-oxidation, sondern es sind aufgrund der auftretenden hohen Brenn-raumtemperaturen zusätzlich Dissoziations- und Rekombinations-reaktionen zu berücksichtigen.

Allgemein kann davon ausgegangen werden, daß die Komponenten, die im Verbrannten enthalten sind, nicht bekannt sind. Die Art, Anzahl und Konzentration der vorhandenen Komponenten bestimmen jedoch die Geschwindigkeit und den Ablauf der Reaktionen. Da die wesentlichen Einflußgrößen auf den Reaktionsmechanismus, die Temperatur, der Druck und das Luftverhältnis zusätzlich stark variieren, ist eine Abschätzung oder Wahl der Komponenten schwierig. Dabei ist außerdem zu berücksichtigen, daß mit der Anzahl der Komponenten die Anzahl der Gleichungen und damit auch die numerischen Schwierigkeiten zunehmen. Einerseits ist daher eine niedrige Komponentenzahl anzustreben, andererseits ist aber eine befriedigende Annäherung an die Wirklichkeit nur mit Berücksichtigung möglichst vieler Komponenten zu erreichen.

Wie in /60,32/ wird daher davon ausgegangen, daß das verbrannte Gasgemisch die vier Elemente N, O, H und C enthält und folgende 11 Komponenten vorhanden sind:

- (1) H_2O
- (2) H_2
- (3) OH
- (4) H
- (5) N_2
- (6) NO
- (7) N
- (8) CO_2
- (9) CO
- (10) O_2
- (11) O

Die Ermittlung der Zusammensetzung des Verbrennungsgases erfolgt durch die Angabe der Partialdrücke der Komponenten. Damit sind bei gegebenem Gesamtdruck die Gleichgewichtskonstanten der chemischen Reaktionen nur von der Temperatur abhängig. Da die Atomzahlen durch chemische Umsetzungen nicht verändert werden, läßt sich eine Beziehung zwischen der gegebenen Zusammensetzung des unverbrannten Kraftstoff-Luftgemisches und den Partialdrücken der Komponenten des Verbrennungsgases angeben.

Im Ottomotor wird ein Kraftstoff der allgemeinen chemischen Formel $C_m H_n O_p$ mit feuchter, CO_2 -haltiger Luft verbrannt. Die Zusammensetzung der Luft ist durch die Angabe der bekannten Molanteile x_{N_2} , x_{O_2} , x_{H_2O} und x_{CO_2} gegeben, so daß für das Frischgemisch bei Berücksichtigung des Luftverhältnisses λ und der molaren stöchiometrischen Luftmenge m_{st} die folgenden Bilanzen aufgestellt werden können:

$$n_O = p + (2x_{O_2} + x_{H_2O} + 2x_{CO_2}) \lambda m_{st}$$

$$n_H = n + 2x_{H_2O} \lambda m_{st}$$

$$n_C = m + x_{CO_2} \lambda m_{st}$$

$$n_N = 2x_{N_2} \lambda m_{st}$$

(2.3-I)

Für das aus den 11 gewählten Komponenten bestehende Verbrennungsgas ergeben die Bilanzen unter Verwendung der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gasgemische

$$p_1 V = n_1 R_m T \quad (2.3-II)$$

folgende Gleichungen:

$$n_O = (p_{H_2O} + p_{OH} + p_{NO} + 2p_{CO_2} + p_{CO} + 2p_{O_2} + p_O) \frac{V}{R_m T}$$

$$n_H = (2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H) \frac{V}{R_m T}$$

$$n_C = (p_{CO_2} + p_{CO}) \frac{V}{R_m T}$$

$$n_N = (2p_{N_2} + p_{NO} + p_N) \frac{V}{R_m T}$$

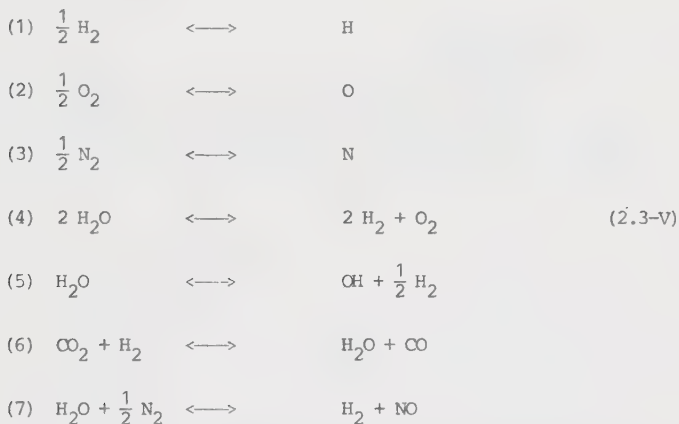
(2.3-III)

Durch die linearen Gleichungen (2.3-I) und (2.3-III) ist der Zusammenhang zwischen der gegebenen Zusammensetzung des Frischgemisches und den unbekannten Partialdrücken der Komponenten hergestellt.

Die Beziehung für den Gesamtdruck liefert eine weitere lineare Gleichung:

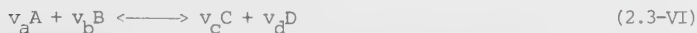
$$P = P_{H_2O} + P_{H_2} + P_{OH} + P_H + P_{N_2} + P_{NO} + P_N + P_{CO_2} + P_{CO} + P_{O_2} + P_O \quad (2.3-IV)$$

Weitere Gleichungen lassen sich aus den Bedingungen für das thermodynamische Gleichgewicht der unabhängig und parallel ablaufenden Elementarreaktionen zwischen den gewählten Komponenten ableiten. Die Gleichgewichtsverteilung der Komponenten kann mit den maßgebenden 7 Elementarreaktionen, die zwischen den Komponenten ablaufen, vollständig beschrieben werden:



Diese Reaktionen sind dieselben, die von Vickland /60/ und anderen angegeben werden.

Die Gleichgewichtskonstante K_{pi} für die allgemeine stöchiometrische Reaktion zwischen den Substanzen A, B, C und D



läßt sich mit Hilfe des Massenwirkungsgesetzes in der Form

$$K_p = \frac{x_c^{v_c} x_d^{v_d}}{x_a^{v_a} x_b^{v_b}} \cdot p^{v_c + v_d - v_a - v_b} \quad (2.3-VII)$$

angeben, wobei v_i der stöchiometrische Koeffizient, x_i der Molanteil und p der Gesamtdruck ist. Mit der Beziehung

$$x_i = \frac{p_i}{p} = \frac{n_i}{\sum n_i} \quad (2.3-VIII)$$

folgt aus der Gleichung (2.3-VII) die auf den Druck bezogene Gleichgewichtskonstante:

$$K_p = \frac{p_c^{v_c} p_d^{v_d}}{p_a^{v_a} p_b^{v_b}} \quad (2.3-IX)$$

Unter Verwendung der Gleichung (2.3-IX) können für die in den Gleichungen (2.3-V) angegebenen Reaktionen die Gleichgewichtskonstanten wie folgt formuliert werden:

$$K_{p1} = \frac{p_H}{p_{H_2}}$$

$$K_{p2} = \frac{p_O}{p_{O_2}}$$

$$K_{p3} = \frac{p_N}{p_{N_2}}$$

$$K_{p4} = \frac{p_{H_2}^2 p_{O_2}}{p_{H_2O}^2} \quad (2.3-X)$$

$$K_{p5} = \frac{p_{OH} p_{H_2}}{p_{H_2O}}$$

$$K_{p6} = \frac{p_{H_2O} p_{CO}}{p_{CO_2} p_{H_2}}$$

$$K_{p7} = \frac{p_{H_2} p_{NO}}{p_{H_2O} p_{N_2}^{\frac{1}{2}}}$$

Die Gleichgewichtskonstanten K_{p_i} der Elementarreaktionen sind nur von der Temperatur abhängig und können bei bekannter Reaktionsenthalpie und Entropie berechnet, bzw. entsprechenden Tabellenwerten entnommen werden.

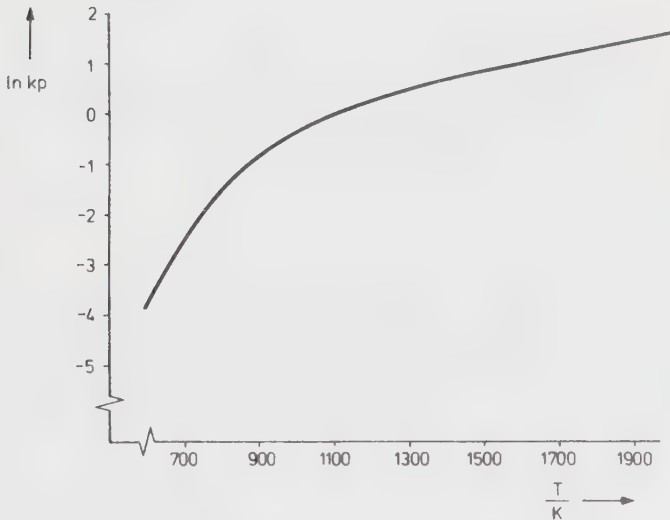


Bild 2.3-I: Gleichgewichtskonstante für die Reaktion



Für die Bestimmung der unbekannten Partialdrücke der gewählten Komponenten ergibt sich somit ein Gleichungssystem, bestehend

aus:

Atombilanzen

Gesamtdruckbeziehung und

Reaktionsgleichungen.

Eine Erweiterung des Programmsystems PROMOZ, die eine Erfassung der thermodynamischen Gleichgewichtszustände beinhaltet, sollte bei den verfügbaren Rechenanlagen möglich sein. Die zusätzliche Bestimmung der Abgaszusammensetzung erfordert eine solche Vereinfachung, die bei hinreichender Genauigkeit eine Durchrechnung des Verbrennungsprozesses in vertretbarer Zeit ermöglicht. Weitere Eingabegrößen werden für die Erweiterung nicht benötigt, Ergebnisse der Ladungswechselrechnung wie Temperatur, Druck und Restgasmasse dienen als Randbedingung der Prozeßrechnung des Hochdruckteils.

2.3.1.3 Wärmeübergang im Zylinderraum

Die Wandwärmeverluste werden getrennt für den Brennraum, die Zylinderbuchse und den Kolbenboden berechnet:

$$\frac{dQ_w}{d\phi} = \alpha(\phi) \sum_i A_i(\phi) (T_{wi} - T_Z) \quad (2.3-20)$$

Darin sind die entsprechenden Flächen A_i des Brennraumes, der Zylinderbuchse und des Kolbenbodens und die jeweils örtlich und zeitlich gemittelten Wandtemperaturen T_{wi} einzusetzen.

$\alpha(\phi)$ ist die örtlich gemittelte, zeitlich veränderliche Wärmeübergangszahl nach Woschni /35/:

$$\alpha(\phi) = 0.013 d^{-0.2} p_Z^{0.8} T_Z^{-0.53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_h T_1}{P_1 V_1} (p_Z - p_K) \right]^{0.8} \quad (2.3-21)$$

In dieser Gleichung bedeuten:

d Zylinderdurchmesser

p_Z Zylinderdruck

T_Z	Zylindertemperatur
c_m	mittlere Kolbengeschwindigkeit
V_h	Hubvolumen
T_1, p_1, V_1	Temperatur, Druck, Volumen bei Verdichtungsbeginn
p_K	Zylinderdruck bei Fremdantrieb
C_1, C_2	Maschinenkonstante, die durch experimentelle Wärmebilanzen ermittelt werden.

Die Gleichung (2.3-20) wurde für die Berechnung der Wandverluste von Dieselmotoren entwickelt. Woschni /36/ bestätigt durch Messungen die Übertragbarkeit der Gleichung (2.3-21), einschließlich der Konstanten, auf die Berechnung der Wandverluste an Ottomotoren.

2.3.1.4 Luftverhältnis

Das Luftverhältnis λ_Z ist definiert als das Verhältnis von tatsächlich vor der Verbrennung vorhandener Luftmasse zu stöchiometrisch zur Umsetzung des zugeführten Kraftstoffes notwendiger Luftmasse:

$$\lambda_Z = \frac{m_Z - B}{B m_{st}} \quad (2.3-22)$$

Darin ist m_{st} der stöchiometrische Luftbedarf. Er gibt an, welche Masse Luft zur vollständigen Verbrennung einer Masseneinheit Kraftstoff notwendig ist. Der stöchiometrische Luftbedarf kann aus den Massenanteilen der im Brennstoff enthaltenen Elemente berechnet werden:

$$m_{st} = \frac{1}{0.2315} (2.664 c + 7.937 h + 0.998 s - o) \quad (2.3-23)$$

c, h, s und o bedeuten die Massenanteile von Kohlenstoff, Wasserstoff, Schwefel und Sauerstoff im Kraftstoff. Die in der Gleichung (2.3-23) angegebenen Koeffizienten ergeben sich aus den stöchiometrischen Koeffizienten des Sauerstoffs der einzelnen Reaktionsgleichungen unter der Voraussetzung vollständiger Verbrennung zu

CO_2 , H_2O und SO_2 . Der vor der Klammer stehende Koeffizient ist der Kehrwert des Massenanteils des Sauerstoffs in der Luft.

Für Ottokraftstoff mit

$$c = 0.86 \frac{\text{kgC}}{\text{kgBr}}$$

und

$$h = 0.14 \frac{\text{kgH}_2}{\text{kgBr}}$$

beträgt der stöchiometrische Luftbedarf:

$$m_{\text{st}} = 14.696 \frac{\text{kg Luft}}{\text{kg Br}}$$

Aus der Gleichung (2.3-22) läßt sich der Zahlenbereich für das Luftverhältnis λ_Z ableiten:

reine Luft:

$$B = 0 \rightarrow \lambda_Z = \infty$$

reines Abgas:

$$m_Z = B + B m_{\text{st}} \rightarrow \lambda_Z = 1$$

Die Änderung des Luftverhältnisses mit dem Kurbelwinkel erhält man durch Differenzieren der Gleichung (2.3-22):

$$\frac{d\lambda_Z}{d\phi} = \left(\frac{dm_Z}{d\phi} - \frac{dB}{d\phi} \right) \frac{1}{B m_{\text{st}}} - \frac{\lambda_Z}{B} \cdot \frac{dB}{d\phi} \quad (2.3-24)$$

2.3.1.5 Stoffwerte

Die innere Energie des Gases im Zylinderraum ist abhängig von der Zusammensetzung, ausgedrückt durch das aktuelle Luftverhältnis, von der Temperatur und von dem zu verbrennenden Kraftstoff. Für Normalbenzin ergibt die Elementaranalyse nach Angaben von Mineralölfirmen folgende Richtwerte:

$$c = 0.867 \text{ kg C/kg Kraftstoff}$$

$$h = 0.132 \text{ kg H}_2/\text{kg Kraftstoff}$$

Die Massenanteile einer Vielzahl weiterer Elemente sind sehr klein, so daß die Zusammensetzung eines Kraftstoffs in erster Näherung durch die Größen c und h charakterisiert ist. Der Einfluß des verwandten Kraftstoffs auf die innere Energie kann daher durch das Mitführen des c/h -Verhältnisses als Variable berücksichtigt werden.

Für die innere Energie kann folgende Beziehung angegeben werden:

$$e = \int_0^t \bar{c}_v dt = \bar{c}_{vm} \left|_0^t \right. t \quad (2.3-25)$$

Hierin bedeutet $\bar{c}_v$ die über alle Gaskomponenten im Zylinder gemittelte spezifische Wärme des Arbeitsgases und $\bar{c}_{vm}$ die integrale spezifische Wärme im betrachteten Temperaturbereich:

$$\bar{c}_{vm} = \frac{\sum_k m_k \bar{c}_{vmk}}{m_z} \quad (2.3-26)$$

Zur Bestimmung der mittleren spezifischen Wärme muß also der Massengehalt der Gasteilmengen bekannt sein. Wenn der Kraftstoff je Kilogramm c kg Kohlenstoff und h kg Wasserstoff enthält, entstehen bei stöchiometrischer Verbrennung nach den Verbrennungsgleichungen pro B kg Kraftstoff folgende Abgasmengen:

$$\text{CO}_2 : m_{\text{CO}_2} = B \cdot 3.664 \cdot c \quad (2.3-27)$$

$$\text{H}_2\text{O} : m_{\text{H}_2\text{O}} = B \cdot 8.937 \cdot h \quad (2.3-28)$$

nicht verbrannter Stickstoff

$$N_2 : m_{N_2} = (m_{st} - O_2 \min) B \quad (2.3-29)$$

Die Masse an unverbrauchter Luft im Zylinder erhält man aus:

$$m_{Luft} = m_Z - B (1+m_{st}) = B m_{st} (\lambda_Z - 1) \quad (2.3-30)$$

Mit Gleichung (2.3-22) kann die Gasmasse im Zylinder, abhängig vom Luftverhältnis und dem bis zum betrachteten Zeitpunkt verbrannten Kraftstoff, ausgedrückt werden:

$$m_Z = B (\lambda_Z m_{st} + 1) \quad (2.3-31)$$

Für die integrale spezifische Wärme ergibt sich durch Einsetzen der Gleichung (2.3-31) in Gleichung (2.3-26) folgender Ausdruck:

$$\bar{c}_{vm} = \frac{\bar{m}_k \bar{c}_{vmk}}{B(\lambda_Z m_{st} + 1)} = \frac{\bar{m}_k \bar{c}_{vmk}}{\lambda_Z m_{st} + 1} \quad (2.3-32)$$

mit

$$\frac{m_{Luft}}{B} = m_{st} (\lambda_Z - 1) \quad (2.3-33)$$

$$\frac{m_{N_2}}{B} = m_{st} - O_2 \min \quad (2.3-34)$$

$$\frac{m_{CO_2}}{B} = 3.664 c \quad (2.3-35)$$

$$\frac{m_{H_2O}}{B} = 8.937 h \quad (2.3-36)$$

Im Handbuch Energie /37/ sind die wahren spezifischen Wärmen in

Abhängigkeit von der Temperatur für einige Gase in Polynomform angegeben:

$$c_p = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 + a_4 t^4$$

$$\bar{c}_p = \frac{1}{t} \int_0^t c_p dt = a_0 + \frac{a_1}{2} t + \frac{a_2}{3} t^2 + \frac{a_3}{4} t^3 + \frac{a_4}{5} t^4 \quad (2.3-37)$$

	a_0	$a_1 \cdot 10^4$	$a_2 \cdot 10^6$	$a_3 \cdot 10^{10}$	$a_4 \cdot 10^{13}$
Luft	1.001 860	0.722 153	0.348 066	-3.210 860	0.930 682
N ₂	1.036 930	0.278 472	0.392 958	-3.137 390	0.720 044
CO ₂	0.828 204	9.814 040	-0.790 052	3.284 130	-0.546 602
H ₂ O	1.850 420	2.884 230	0.714 063	-4.877 860	0.943 951

Tafel 2.3-1: Koeffizienten a_i

$$\left| \bar{c}_p \right| = \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$|t| = {}^\circ\text{C}$$

Gültigkeitsbereich: $0 \leq t \leq 2000 {}^\circ\text{C}$

Für Iterationsrechnungen ist Gleichung (2.3-37) extrapolierbar bis 3000 °C. Bei Drücken $p > 10$ bar muß im niedrigen Temperaturbereich mit Abweichungen gerechnet werden.

Die gesuchte spezifische Wärme $c_{v\text{mk}}$ der jeweiligen Gaskomponente k ergibt sich aus:

$$\bar{c}_{v\text{mk}} = \bar{c}_{p\text{mk}} - R_k \quad (2.3-38)$$

Die verwendeten Gaskonstanten sind /37/ entnommen:

	Luft	N ₂	CO ₂	H ₂ O
$\frac{R}{\text{kJ}} / \frac{\text{kg K}}$	0.2869	0.2966	0.1876	0.4529

Aus Gleichung (2.3-38) wird mit der Beziehung (2.3-37) und den Gaskonstanten:

$$\bar{c}_{vmk} = b_0 + b_1 t + b_2 t^2 + b_3 t^3 + b_4 t^4 \quad (2.3-39)$$

	b_0	$b_1 \cdot 10^4$	$b_2 \cdot 10^6$	$b_3 \cdot 10^{10}$	$b_4 \cdot 10^{13}$
Luft	0.714 960	0.361 077	0.116 022	-0.802 715	0.186 136
N ₂	0.741 830	0.139 236	0.130 986	-0.784 348	0.144 009
CO ₂	0.640 604	4.907 020	-0.263 351	0.821 033	-0.109 320
H ₂ O	1.397 520	1.442 115	0.238 021	-1.219 465	0.188 790

Tafel 2.3-2: Koeffizienten b_i

Die Multiplikation $\frac{m_k}{B} \bar{c}_{vmk}$ gemäß Gleichung (2.3-32) wird tabellarisch durchgeführt.

Durch Summation der Koeffizienten c_i der einzelnen Gaskomponenten erhält man die Ausdrücke (2.3-40) und (2.3-41).

Die spezifische Wärme des Gasgemisches ergibt sich nun nach Gleichung (2.3-32) zu:

$$\bar{c}_{vm} = \frac{g_0 + 10^{-4} g_1 t + 10^{-6} g_2 t^2 + 10^{-10} g_3 t^3 + 10^{-13} g_4 t^4}{\lambda_z m_{st} + 1} \quad (2.3-42)$$

Mit der Gleichung (2.3-25) folgt ein Ausdruck für die spezifische innere Energie:

$$e = \frac{g_0 t + 10^{-4} g_1 t^2 + 10^{-6} g_2 t^3 + 10^{-10} g_3 t^4 + 10^{-13} g_4 t^5}{\lambda_z m_{st} + 1} \quad (2.3-43)$$

Durch Änderung der inneren Energie mit der Temperatur ergibt sich durch Differenzieren der Gleichung (2.3-43):

$$\frac{\partial e}{\partial t} = \frac{g_0 + 2 \cdot 10^{-4} g_1 t + 3 \cdot 10^{-6} g_2 t^2 + 4 \cdot 10^{-10} g_3 t^3 + 5 \cdot 10^{-13} g_4 t^4}{\lambda_z m_{st} + 1} \quad (2.3-44)$$

	Größe	c_0	$c_1 \cdot 10^4$	$c_2 \cdot 10^6$	$c_3 \cdot 10^8$	$c_4 \cdot 10^{13}$
Luft	$(\lambda-1)m_{st}$	0.714 960	0.361 077	0.116 022	-0.802 715	0.186 136
N ₂	$m_{st}-O_{min}$	0.741 830	0.139 236	0.130 986	-0.784 348	0.144 009
CO ₂	c	2.347 173	17.979 321	-0.964 918	3.008 265	-0.400 548
H ₂ O	h	12.489 636	12.888 226	2.127 194	-10.898 359	1.687 216

Tafel: 2.3-3: Koeffizienten C_i

$$\begin{aligned}
 f_0 &= 0.741\ 830\ (m_{st} - O_2\ min) + 2.347\ 173\ c + 12.489\ 636\ h \\
 f_1 &= 0.139\ 236\ (m_{st} - O_2\ min) + 17.979\ 321\ c + 12.888\ 226\ h \\
 f_2 &= 0.130\ 986\ (m_{st} - O_2\ min) - 0.964\ 918\ c + 2.127\ 194\ h \\
 f_3 &= -0.784\ 348\ (m_{st} - O_2\ min) + 3.008\ 265\ c - 10.898\ 359\ h \\
 f_4 &= 0.144\ 009\ (m_{st} - O_2\ min) - 0.400\ 548\ c + 1.687\ 216\ h
 \end{aligned}
 \tag{2.3-40}$$

$$\begin{aligned}
 g_0 &= 0.714\ 960\ m_{st}(\lambda_Z-1) + f_0 \\
 g_1 &= 0.361\ 077\ m_{st}(\lambda_Z-1) + f_1 \\
 g_2 &= 0.116\ 022\ m_{st}(\lambda_Z-1) + f_2 \\
 g_3 &= -0.802\ 715\ m_{st}(\lambda_Z-1) + f_3 \\
 g_4 &= 0.186\ 136\ m_{st}(\lambda_Z-1) + f_4
 \end{aligned}
 \tag{2.3-41}$$

Durch Differenzieren der Gleichung (2.3-43) ergibt sich die Änderung der inneren Energie mit dem Luftverhältnis:

$$\frac{\partial e}{\partial \lambda_z} = \frac{m_{st}}{(\lambda_z m_{st} + 1)^2} \left[(0.714 \ 960 (1+m_{st}) - f_0) t + \right. \\ (0.361 \ 077 (1+m_{st}) - f_1) 10^{-4} t^2 + \\ (0.116 \ 022 (1+m_{st}) - f_2) 10^{-6} t^3 - \\ (0.802 \ 715 (1+m_{st}) - f_3) 10^{-10} t^4 + \\ \left. (0.186 \ 136 (1+m_{st}) - f_4) 10^{-13} t^5 \right] \quad (2.3-45)$$

2.3.1.6 Massenbilanz

2.3.1.6.1 Hochdruckphase

Mit Hochdruckphase ist der Bereich des Zweitaktmotor-Arbeitsprozesses bezeichnet, der zwischen Auslaß-Schließen (AS) und Auslaß-Öffnen (AÖ) liegt. Die Ein- und Auslaßorgane sind geschlossen und die Zylinder-temperatur und der Zylinderdruck erreichen durch die Umsetzung des Kraftstoffes ihre Höchstwerte. Die Änderung der im Zylinder befindlichen Kraftstoffmasse erfolgt entsprechend dem vorhergehenden Brennverlauf:

$$\frac{dB}{d\phi} = \frac{1}{H_u} \frac{dQ_B}{d\phi} \quad (2.3-46)$$

Unter der Kraftstoffmasse B wird bei dieser Betrachtung immer der schon umgesetzte Kraftstoff verstanden.

Der unverbrannte Kraftstoff ist beim Zweitakt-Ottoprozeß nach AS im Zylinder und damit in der Zylindermasse m_z enthalten. Diese ändert

sich daher während der Hochdruckphase nicht:

$$\frac{dm_Z}{d\phi} = 0 \quad (2.3-47)$$

2.3.1.6.2 Ladungswechselphase

Der hier betrachtete Motortyp ist ein Zweitaktmotor mit Schlitzsteuerung und symmetrischen Steuerzeiten. Die Ladungswechselphase beginnt mit Auslaß-Öffnen (AÖ) und endet mit Auslaß-Schließen (AS). Sie läßt sich in folgende Teilabschnitte unterteilen:

1. der Vorauslaß vom Öffnen des Auslaßschlitzes bis zum Beginn des Einströmens des Frischgases in den Zylinder
2. die Spülung mit gleichzeitigem Ein- und Ausströmen
3. das Nachausströmen

Die Kenntnis dieser Vorgänge und ihre rechnerische Erfassung ist von entscheidender Bedeutung, weil insbesondere die Leistung des Zweitaktmotors vom Erfolg des Ladungswechsels abhängt. Der Massendurchsatz durch die Schlitzte wird mit Hilfe der Durchflußgleichung und der gemessenen Durchflußbeiwerte berechnet:

$$\frac{dm_E}{d\phi} = \alpha_E A_E \sqrt{2\rho_{OE} p_{OE}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\eta \frac{2}{\kappa} - \eta \frac{\kappa+1}{\kappa} \right)} \quad (2.3-48)$$

$$\eta = \frac{p_Z}{p_{OE}} \quad (2.3-49)$$

$$\frac{dm_A}{d\phi} = \alpha_A A_A \sqrt{2\rho_Z p_Z} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\eta \frac{2}{\kappa} - \eta \frac{\kappa+1}{\kappa} \right)} \quad (2.3-50)$$

$$\eta = \frac{p_A}{p_Z} \quad (2.3-51)$$

Für die Fläche A wird in der Durchflußgleichung immer der volle Querschnitt des jeweils angeschlossenen Rohres eingesetzt. Die Masse

im Zylinder ändert sich also mit dem Massenfluß durch die Schlitzze:

$$\frac{dm_Z}{d\phi} = \frac{dm_E}{d\phi} - \frac{dm_A}{d\phi} \quad (2.3-52)$$

Der Austausch der am Ladungswechsel beteiligten Teilmengen läßt sich nach Stromberg /18/ und Hasselgruber /38/ anhand eines Massenumsetzungsdiagramms gut darstellen. Mit m ist die zu einem bestimmten Zeitpunkt im Zylinder vorhandene Masse bzw. Teilmasse bezeichnet. Die ein- und ausströmenden Massen sind auf einen Betrachtungszeitraum Δt bezogen und deshalb mit Δm bezeichnet. Δt kann die gesamte Ladungswechselphase umfassen, es kann aber auch ein beliebig kleiner Zeitschritt innerhalb dieser Phase sein.

Bei AÖ besteht der Inhalt des Zylinderraumes aus verbranntem und eventuell unverbranntem Gemisch:

$$m_{Z1} = m_{Zu1} + m_{Zv1} \quad (2.3-53)$$

Während des Ladungswechsels strömt ein Teil dieses Gemisches in die Abgasleitung: $\Delta m_{Au} + \Delta m_{Av}$. Der andere Teil verbleibt als Restgas, das schon ein Arbeitsspiel durchlaufen hat, im Zylinder: $m_{Zu2} + m_{Zv2}$. Von dem nach ÜÖ einströmenden Frischgas Δm_E verbleibt nur der Anteil m_{F2} im Zylinder. Da die Ein- und Auslaßorgane gleichzeitig geöffnet sind, strömt der Anteil Δm_{AF} gleich wieder zum Auslaß hinaus. Die Massenbilanzen für den Zylinder, die Frischgasmasse und die Abgasmasse ergeben:

$$m_{Z2} = m_{Zu2} + m_{Zv2} + m_{F2} \quad (2.3-54)$$

$$\Delta m_E = m_{F2} + \Delta m_{AF} \quad (2.3-55)$$

$$\Delta m_A = \Delta m_{Au} + \Delta m_{Av} + \Delta m_{AF} \quad (2.3-56)$$

Mit den Gleichungen (2.3-59) und (2.3-55) ergibt sich dann:

$$\frac{dm_F}{d\phi} = \frac{dm_E}{d\phi} - (1-\alpha_A) \frac{dm_A}{d\phi} \quad (2.3-60)$$

Die Masse des verbrannten Gemisches im Zylinder besteht aus der verbrannten Kraftstoffmasse B und der Luftmasse, die zur Verbrennung dieser Kraftstoffmasse notwendig gewesen ist:

$$m_{ZV} = B + Bm_{st} \quad (2.3-61)$$

Aus dieser Gleichung erhält man für die Änderung der Kraftstoffmasse im Zylinder während des Ladungswechsels:

$$\frac{dB}{d\phi} = \frac{1}{m_{st}+1} \frac{dm_{ZV}}{d\phi} \quad (2.3-62)$$

Die Abnahme der im Zylinder vorhandenen verbrannten Masse ist gleich der Zunahme dieser Masse im Abgasrohr:

$$\frac{dm_{ZV}}{d\phi} = - \frac{dm_{Av}}{d\phi} \quad (2.3-63)$$

Weiterhin sind die Teilmassen m_{Zu} und m_{ZV} im Zylinder vollständig vermischt und stehen in einem bestimmten Verhältnis. Wird aus dem Zylinder eine Teilmenge entnommen, so stehen die darin enthaltenen verbrannten und unverbrannten Anteile im gleichen Verhältnis:

$$\frac{m_{Zu}}{m_{ZV}} = \frac{dm_{Au}}{dm_{Av}} \quad (2.3-64)$$

Mit den Gleichungen (2.3-58), (2.3-59), (2.3-61) bis (2.3-64) läßt sich für die Änderung der Kraftstoffmasse angeben:

$$\frac{dB}{d\phi} = - \frac{B}{m_Z} \frac{\alpha_A}{\alpha_Z} \frac{dm_A}{d\phi} \quad (2.3-65)$$

2.3.1.6.3 Spülverlauf

Mit den Gleichungen (2.3-60) und (2.3-65) läßt sich bei vorgegebenem Spülverlauf, d.h. bei zu jeder Zeit bekannten Restgasanteilen α_Z und α_A , die im Zylinder vorhandene Gaszusammensetzung bestimmen. Üblicherweise wird bei Ladungswechselrechnungen für den Verlauf der Zusammensetzung im Zylinder vollständige Mischung zwischen Frischgas und Abgas angenommen /18,38/.

Jede zugeführte Frischgasteilmenge vermischt sich sofort vollständig mit dem gesamten Zylinderinhalt und erst dann strömt ein Teil dieser Mischung aus. Die ausströmende Masse hat also die Zusammensetzung des Zylinderinhaltes.

$$\alpha_A = \alpha_Z \quad (2.3-66)$$

Für den Spülgrad erhält man den bekannten Exponentialausdruck:

$$\begin{aligned} \lambda_S &= 1 - \exp \left[- \int \frac{dm_E}{m_Z} \right] \\ &= 1 - e^{-\lambda_V} \end{aligned} \quad (2.3-67)$$

Diese einfache Annahme liefert bei Viertaktmotoren durchaus brauchbare Ergebnisse, weil bei diesen die Spülung nur einen kleinen Teil des Ladungswechsels ausmacht und die Abweichungen somit keinen starken Einfluß auf das Ergebnis haben.

Eine andere einfache Modellvorstellung ist die ideale Verdrängungsspülung. Das Abgas wird dabei von dem Frischgas, das von einer undurchlässigen, beliebig verformbaren Grenzfläche umschlossen ist, hinausgeschoben /39/.

Das zugeführte Frischgas verbleibt im Zylinder:

$$\alpha_A = 1 \quad (2.3-68)$$

Für den Spülgrad müssen zwei Bereiche unterschieden werden:

$$\lambda_S = \lambda_V \text{ für } \lambda_V < 1$$

$$\lambda_S = 1 \text{ für } \lambda_V > 1 \quad (2.3-69)$$

Die mit Hilfe dieser Modellvorstellungen erhaltenen Ergebnisse sind für den Zweitaktmotor lediglich von begrenztem Wert.

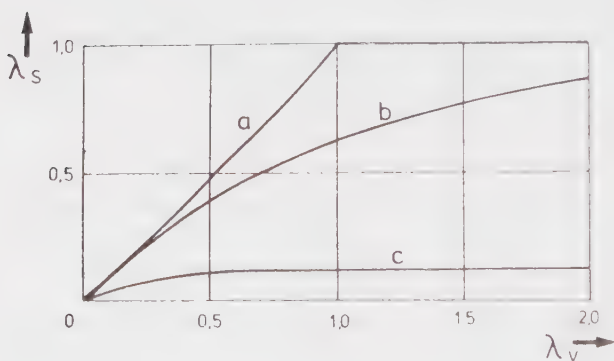


Bild 2.3-5: Theoretischer Spülgrad

- a: Verdrängungsspülung
- b: Verdünnungsspülung
- c: Kurzschlußspülung

Der im Bild (2.3-5) dargestellte Spülgrad für die ideale Verdrängungsspülung kann unter denselben Bedingungen jeden kleineren Wert annehmen, abhängig von dem Teil des Frischgases, der im Kurzschluß verloren geht. Weiterhin braucht ein Punkt, der genau auf der Linie für vollständige Mischung liegt, durchaus nicht die Bedingung dafür wirklich zu erfüllen.

Es wäre auch grundsätzlich möglich, das dreidimensionale instationäre Strömungs- und Temperaturfeld im Zylinder durch numerische Integration zu bestimmen, wobei sich der Spülverlauf als Ergebnis der Rechnung ergäbe.

Dafür ist allerdings das nichtlineare Differentialgleichungssystem 2. Ordnung, gebildet aus der Kontinuitätsgleichung und den Bewegungsgleichungen, zu lösen. Um ein solches System lösen zu können, sind zusätzlich noch komplizierte, zeitabhängige Randbedingungen zu erfüllen.

Speziell im Bereich der Navier-Stokes-Strömungen wurden in den letzten Jahren durch Anwendung leistungsfähiger numerischer Methoden Fortschritte erzielt. Doch trotz intensiver Forschung auf diesem Gebiet ist festzustellen, daß schwerpunktmäßig die inkompressible, laminare, 2-dimensionale Navier-Stokes-Strömung behandelt wird und nicht etwa der 3-dimensionale oder turbulente Fall. Das läßt die Schwierigkeiten erkennen, die schon bei der Lösung des 2-dimensionalen, inkompressiblen, laminaren Problems auftreten.

Kontinuitätsgleichung /41/:

$$u_x + v_y = 0$$

Bewegungsgleichungen /41/:

$$\rho (u_t + uu_x + vv_y) = k_x - p_x + \eta (u_{xx} + u_{yy})$$

$$\rho (v_t + uv_x + vv_y) = k_y - p_y + \eta (v_{xx} + v_{yy})$$

So kommen verschiedene Autoren bei der Bearbeitung desselben Beispiels zu unterschiedlichen, vom Verfahren abhängigen Ergebnissen /42/. Übereinstimmung wird in der Aussage erzielt, daß die zur Zeit gebräuchlichen Computer nicht ausreichen, um zu einer Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen für Reynolds-Zahlen, entsprechend einer turbulenten Strömung, zu kommen /43/. Da es aber nicht möglich sein wird, eine angemessene Theorie der Turbulenz aus der experimentellen Beobachtung herzuleiten, bleibt nur die Hoffnung, daß eine spätere numerische Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen genügend Informationen enthält, um mathematische Modelle guter Genauigkeit für turbulente Strömungen aufstellen zu können.

Es bleibt also nur die Möglichkeit zu versuchen, mit einem relativ einfachen Rechenmodell der physikalischen Wirklichkeit möglichst nahe zu kommen.

Da der tatsächliche Spülprozeß wahrscheinlich eine Kombination aller drei hypothetischen Spülformen, Verdrängungs-, Verdünnungs- und Kurzschlußspülung, ist, haben Autoren versucht, diese Modellannahmen zu verbessern, unter anderem, indem sie ideale Verdrängungsspülung während des ersten Teils der Spülperiode und vollkommene Mischung während des übrigen Teils angenommen haben /40/.

Rao /44/ hat den Spülverlauf in Abhängigkeit von einem Spülverhältnis λ_V für beliebige Mischungsgrade dargestellt. Für das folgende mathematische Modell wurde dieser Grundgedanke übernommen und eine schrittweise Beschreibung des Spülprozesses entwickelt.

Rao geht in seinem Modell davon aus, daß während der Spülperiode der Zylinder aus zwei Systemen besteht, wie Bild 2.3-6 schematisch zeigt.

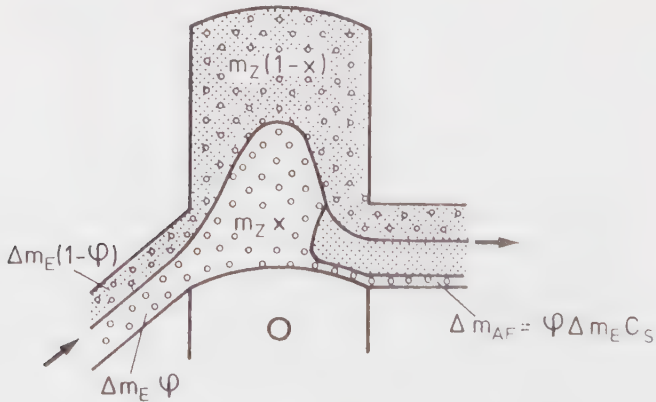


Bild 2.3-6: Modell des Spülverlaufes

Das Zylindervolumen ist durch eine fiktive Gemischgrenze in zwei Bereiche geteilt, von denen einer die Kennzeichnung x und der andere die Kennzeichnung $(1-x)$ hat. Im Teilvolumen x soll keinerlei Mischung

des Frischgemisches und im Volumen $(1-x)$ vollständige Mischung des Frischgemisches mit dem Restgas stattfinden. Das einströmende Frischgas kann man sich ebenfalls in zwei Ströme mit den Werten ϕ und $(1-\phi)$ aufgeteilt denken, wobei der Teilstrom ϕ in den Zylinderbereich, in dem keinerlei Mischung stattfindet, und der Teilstrom $(1-\phi)$ in den Bereich vollständiger Mischung eintreten. Der Bereich, in dem keine Mischung stattfindet, enthält die Masse $x \cdot m_Z$ und das eintretende Frischgas $\phi \cdot \Delta m_E$, so daß das Spülverhältnis sich wie folgt ergibt:

$$\lambda_{WV} = \frac{\phi \Delta m_E}{x m_Z} = \frac{\phi}{x} \lambda_V \quad (2.3-70)$$

Der Spülgrad in diesem Bereich wird durch die folgenden Beziehungen bestimmt:

$$\lambda_{WV} < 1 : \lambda_{SV} = \lambda_{WV}$$

$$\lambda_{WV} > 1 : \lambda_{SV} = 1 \quad (2.3-71)$$

Im Bereich vollständiger Mischung hat der Zylinderinhalt die Masse $(1-x) m_Z$ und das eintretende Frischgas $(1-\phi) \Delta m_E$. Das Spülverhältnis ergibt sich wie folgt:

$$\lambda_{VM} = \frac{(1-\phi) \Delta m_E}{(1-x) m_Z} = \frac{1-\phi}{1-x} \lambda_V \quad (2.3-72)$$

Der Spülgrad in diesem Bereich kann so angegeben werden:

$$\lambda_{SM} = 1 - e^{-\lambda_{VM}} = 1 - \exp \left(- \frac{1-\phi}{1-x} \lambda_V \right) \quad (2.3-73)$$

Für die Berechnung des resultierenden Spülgrades wird vorausgesetzt, daß die Gesamtmasse des im Zylinder verbleibenden Frischgases gleich sein muß der Masse des Frischgases, die im Bereich vollständiger Mischung verblieben ist, zusätzlich der im Bereich keinerlei Mischung verbliebenen Frischgasmasse.

$$m_F = m_Z \lambda_S = m_Z (x \lambda_{SV} + (1-x) \lambda_{SM}) \quad (2.3-74)$$

$$\lambda_S = x \lambda_{SV} + (1-x) \lambda_{SM} = x \lambda_{SV} + (1-x) (1 - \exp \{- \frac{1-\phi}{1-x} \lambda_V \}) \quad (2.3-75)$$

Nach der Spülung gilt:

$$\phi \Delta m_E = x m_Z \quad (2.3-76)$$

$$x = \phi \lambda_V \quad (2.3-77)$$

Setzt man Gleichung (2.3-77) in Gleichung (2.3-75) ein, so erhält man für den Spülgrad:

$$\lambda_S = 1 + (\phi \lambda_V - 1) \exp \left(- \frac{\lambda_V - \phi \lambda_V}{1 - \phi \lambda_V} \right) \quad (2.3-78)$$

Mit den Grenzen

$$0 < \phi < 1, \text{ wenn } \lambda_V < 1$$

$$0 < \phi \lambda_V < 1, \text{ wenn } \lambda_V > 1 \quad (2.3-79)$$

Für die Rechnung empfiehlt es sich, einen Faktor C_S für die Kurzschlußverluste einzuführen. C_S ist der Quotient aus dem tatsächlichen Frischgasanteil, der im Kurzschluß verloren geht, und dem größtmöglichen Anteil, der im Kurzschluß verloren gehen kann.

$$\lambda_S = 1 + (\phi \lambda_V - 1) \exp \left(- \frac{\lambda_V - \phi \lambda_V}{1 - \phi \lambda_V} \right) - C_S \phi \lambda_V \quad (2.3-80)$$

Kurzschlußverluste können nur in dem Bereich "keine Mischung" stattfinden, da der Frischgasanteil, der sich mit dem Zylinderinhalt mischt, nicht durch Kurzschluß verloren gehen kann. Wenn sich also der Bereich "keine Mischung" vergrößert, wächst auch die Möglichkeit

von Kurzschlußverlusten.

Für eine Umkehrspülung gibt Rao /44/ C_S mit ungefähr 0,2 an, Dietrich /45/ gibt bei dieser Spülform den Mischungsfaktor ϕ mit 0,25 an. Gegenüber den wirklichen, sehr verwickelten Mischungsvorgängen erscheint dieses Modell zwar recht vereinfacht, sein Vorteil besteht aber vor allem darin:

Die Spülverläufe können je nach Ausführung der Spülschlitze bei gleicher Spülform voneinander abweichen. Durch Änderung des Mischungs-faktors lassen sich nicht nur diese Abweichungen berücksichtigen, sondern sämtliche Spülformen innerhalb der Grenzfälle $0 < \phi < 1$ durch eine Größe beschreiben.

Für den Restgasanteil im Zylinder ergibt sich mit den Gleichungen (2.3-58) und (2.3-80):

$$\alpha_Z = C_S \phi \lambda_V + (1 - \phi \lambda_V) \exp \left[- \frac{1 - \phi}{1 - \phi \lambda_V} \lambda_V \right] \quad (2.3-81)$$

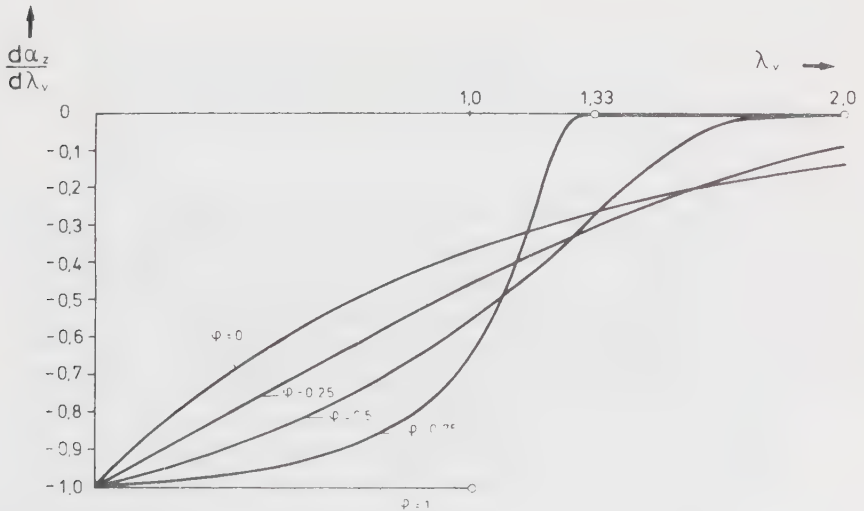


Bild 2.3-7: Verlauf der Änderung des Restgasanteils für verschiedene Mischungsfaktoren

Der Frischgasanteil in der ausströmenden Masse setzt sich zusammen aus dem Kurzschlußanteil und dem Anteil, der aus dem Bereich der vollständigen Mischung verloren geht. Er läßt sich durch die Differenz der einströmenden Frischgasmasse zu der im Zylinder verbleibenden Frischgasmasse angeben:

$$\Delta m_{AF} = \Delta m_E - m_F \quad (2.3-82)$$

Mit dem aus der Definition (2.3-58) gewonnenen Ausdruck

$$m_F = m_Z (1 - \alpha_Z) \quad (2.3-83)$$

erhält man durch Einsetzen in Gleichung (2.3-59) den Restgasanteil im Abgas:

$$\alpha_A = \frac{\Delta m_A + m_Z (1 - \alpha_Z) - \Delta m_E}{\Delta m_A} \quad (2.3-84)$$

Zu Beginn des Ladungswechsels bei AÜ besteht die Bedingung

$$\alpha_A = \alpha_Z = 1 \quad (2.3-85)$$

Sie bleibt auch während des Vorauslasses bis ÜÜ bestehen. Tritt dann ein Rückschlagen von Zylinderladung durch die Einlaßquerschnitte auf, so bleiben α_Z und α_A weiterhin gleich Eins. Dieses gilt über den Zeitpunkt der Strömungsumkehr im Überströmkanal hinaus bis zu dem Zeitpunkt, in dem die rückgeschlagene Masse wieder in den Zylinder zurückgedrängt ist. Erst dann setzt die Anwendung der Gleichungen (2.3-81) und (2.3-84) ein.

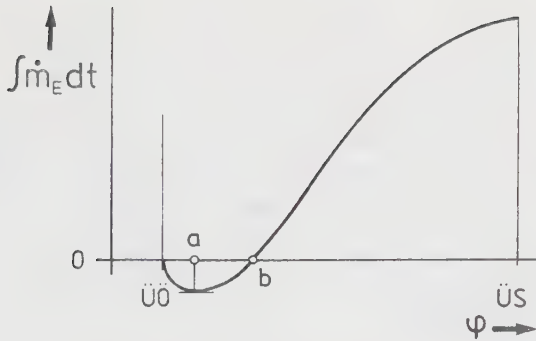


Bild 2.3-8: Einströmvorgang mit Rückschlagen

a: Strömungsumkehr

b: Beginn der Spülung

2.3.2 Der Kurbelkasten

Die im Kapitel 2.3.1 für den Zweitakt-Zylinder beschriebenen vereinfachenden Annahmen kann man sinngemäß auf den Kurbelkasten übertragen.

Der Kurbelkasten wird als ein homogenes System mit quasistatischer Zustandsänderung betrachtet.

Die Strömungsverhältnisse im Kurbelkasten werden nicht erfaßt.

Die in den Kurbelkasten eintretende Geschwindigkeitsenergie verwirbelt und wandelt sich vollständig in innere Energie um.

Das Gas im Kurbelkasten wird als ideales Gas angesehen.

Mit diesen Voraussetzungen ist das System Kurbelkasten, thermodynamisch gesehen, identisch dem System Zweitakt-Zylinder.

Damit ist auch das Gleichungssystem übertragbar, wenn die in den Gleichungen zur Beschreibung des Kurbelkastens nicht vorkommenden Terme unberücksichtigt bleiben.

$$\frac{dQ_B}{d\phi} = 0. \quad (2.3-86)$$

$$\frac{d\lambda}{d\phi} = 0. \quad (2.3-87)$$

Analog zu den Gleichungen zur Beschreibung des Zweitakt-Zylinders erhält man dann die folgenden Gleichungen für den Kurbelkasten:

$$\frac{dT_K}{d\phi} = \frac{1}{m_K c_{VK}} \left[(h_{OE} - u_K) \frac{dm_E}{d\phi} - RT_K \frac{dm_A}{d\phi} - \frac{dQ_W}{d\phi} + \frac{dW}{d\phi} \right] \quad (2.3-88)$$

$$\frac{dm_K}{d\phi} = \frac{dm_E}{d\phi} - \frac{dm_A}{d\phi} \quad (2.3-89)$$

$$\frac{dQ_W}{d\phi} = \alpha_{WK} A_K (T_{WK} - T_K) \quad (2.3-90)$$

Die Massenströme werden nach Gleichung (2.3-91) und Gleichung (2.3-93) berechnet:

$$\frac{dm_E}{d\phi} = \alpha_E A_E \sqrt{2\rho_{OE} p_{OE}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\eta \frac{2}{\kappa} - \eta \frac{\kappa+1}{\kappa} \right)} \quad (2.3-91)$$

$$\eta = \frac{p_K}{p_{OE}} \quad (2.3-92)$$

$$\frac{dm_A}{d\phi} = \alpha_A A_A \sqrt{2\rho_{OE} p_{OE}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\eta \frac{2}{\kappa} - \eta \frac{\kappa+1}{\kappa} \right)} \quad (2.3-93)$$

$$\eta = \frac{p_A}{p_K} \quad (2.3-94)$$

Ein Wärmestrom über die Kurbelkastenwand kann nach Gleichung (2.3-90) berücksichtigt werden, wenn eine Wärmeübergangszahl α_{WK} bekannt ist. Durch die verschiedenartigen Bauformen der Kurbelkästen läßt sich ein allgemein gültiger Zusammenhang für eine Wärmeübergangszahl nicht angeben. Sie muß im Einzelfall experimentell ermittelt werden.

2.3.3 Der Vergaser

Der Vergaser hat die Aufgabe, ein gasförmiges, möglichst homogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch bereitzustellen. Das Luftverhältnis soll sich bei allen Drehzahlen und Belastungen annähernd konstant einstellen, entsprechend den Forderungen hinsichtlich Verbrennungsablauf, Leistung, Wirtschaftlichkeit und Abgaszusammensetzung.

Der Kraftstoff wird proportional dem gewünschten Luftverhältnis, durch den im Lufttrichter erzeugten Unterdruck beim Ansaugen des Kurbelkastens, dosiert. Die Lufttrichtergröße und das Durchströmungsverhalten müssen daher auf die Erfordernisse des Motors abgestimmt sein. Bei großen Reynolds-Zahlen, wie sie im Lufttrichter auftreten, ist die Durchflußzahl des Lufttrichters von der Reynolds-Zahl praktisch unabhängig /46/.

Weiterhin ist im Vergaser die Zumessung der Mischungsmenge meist mit Hilfe einer Drosselklappe zur Einstellung der Leistung vorzunehmen. Die Stellung dieser Drosselklappe bestimmt im wesentlichen das Durchflußverhalten des Vergasers.

Quantitativ wird das Durchflußverhalten mit Durchflußzahlen beschrieben, die experimentell im Stationärversuch bestimmt werden müssen. Der Einfluß des Luft-Kraftstoff-Gemisches innerhalb des Vergasers auf die Durchflußzahl ist dabei vernachlässigbar.

Einige Drosselstellen im Motorsystem lassen sich aufgrund ihrer konstruktiven Ausführung, ihrer Funktion und ihrer Wirkung auf die instationäre Strömung als gleichartig analysieren. In der Rechnung wird daher die Drosselstelle Vergaser als eine Blende auf dem Rand der Rohrströmung, die das Durchströmungsverhalten des Vergasers wiedergibt, berücksichtigt.

Weiterhin wird bei dieser Modellvorstellung angenommen, daß ein homogenes Kraftstoff-Luftgemisch angesaugt wird, das im realen Motor in günstigen Fällen erst später im Ansaugrohr vor den Zylindern existiert. Die den Umgebungszustand beschreibenden thermodynamischen und kalorischen Größen sind dafür auf einen fiktiven Zustand des Kraftstoff-Luftgemisches zu transformieren.

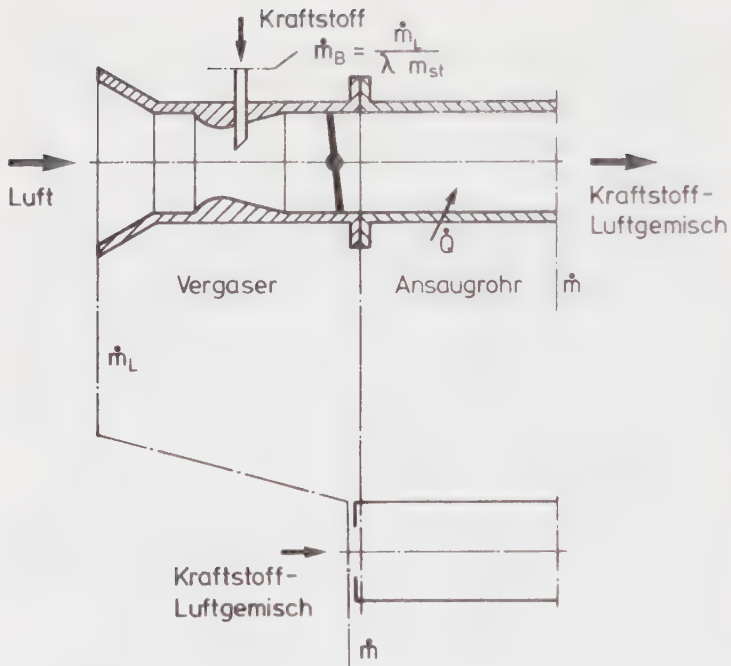


Bild 2.3-9: Randbedingung Vergaser - Schema und Modell

2.4. Lösungsverfahren für die Rand- und Übergangsbedingungen

Die Berechnung der Zustandsvektoren auf den Rändern der Strömungsebene wurde mit einem einheitlichen, geschlossenen Algorithmus, der für alle Arten von Drosselstellen zur Verfügung steht, durchgeführt. Für die Strömung durch Drosselstellen ohne Speicherwirkung ist das Verfahren ausführlich in /47/ beschrieben. Sein grundsätzlicher Aufbau soll im folgenden beschrieben werden.

In jeder Eintritts- und Austrittsfläche eines Kontrollraumes können sich zwei Grundströmungsfälle einstellen. Der erste Strömungsfall ist dadurch gekennzeichnet, daß Teilchen aus einem Rohr durch die Fläche A_E des betreffenden Kontrollraumes in diesen eintreten (Bild 2.4-1).

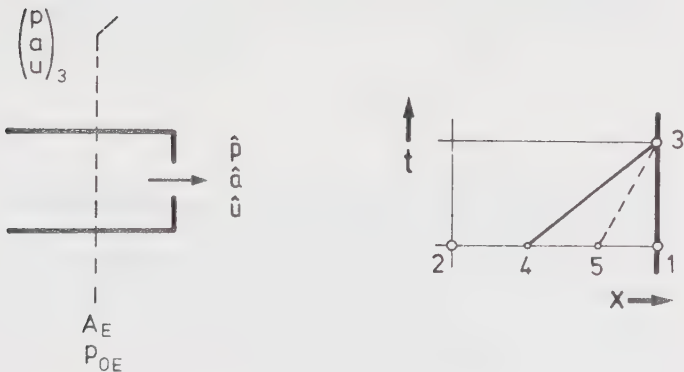


Bild 2.4-1: Erster Strömungsfall: Ausströmen aus einem Rohr

Links von der Fläche A_E gelten die Gleichungen der Gasdynamik (Strömungsebene), rechts die Gleichungen der stationären Strömungsmechanik. Gesucht ist der Zustandsvektor $(p, a, u)_3$ im Querschnitt A_E . Dieser Zustandsvektor ist gleichzeitig der gesuchte Vektor auf dem

Rand der anschließenden Strömungsebene. $\hat{p}$, $\hat{a}$ und $\hat{u}$ sind Zustände, die zunächst einem fiktiven Behälter mit unendlichem Volumen zugeordnet werden. p_{OE} ist der Totaldruck in Querschnitt A_E . Physikalisch gesehen beschreibt dieser Strömungsfall für sich allein den Ausströmvorgang durch die Randbedingung "Blende am offenen Rohrende". Im zweiten Strömungsfall strömen Teilchen durch die Fläche A_A des Kontrollraumes in das Rohr ein. Er beschreibt den Einströmvorgang durch die Randbedingung "Blende am offenen Rohrende".

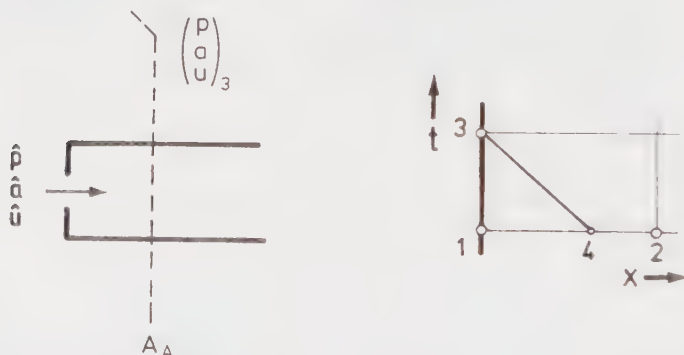


Bild 2.4-2: Zweiter Strömungsfall: Einströmen in ein Rohr

Die Berechnung der quasistationären Drosselströmung baut auf der Kopplung dieser beiden Strömungsfälle auf.

Mit Hilfe des Energiesatzes der stationären Strömung und der Kontinuitätsgleichung in der Form:

$$u_3 \rho_3 A = \alpha u_{th} \rho_{th} A_E \quad (2.4-1)$$

erhält man eine implizite nichtlineare Gleichung für die Variablen p_3 , a_3 und p_3 . u_{th} und ρ_{th} in Gleichung (2.4-1) sind Zustandsgrößen, die sich bei dem Druck $\hat{p}$ und dem theoretischen Fall der isentropen

Zustandsänderung im Querschnitt A_E einstellen. Der für jede Drosselstelle festgelegte Durchflußbeiwert α korrigiert diesen theoretischen Ansatz in Gleichung (2.4-1).

Für Strömungsfall Eins lautet die implizite Gleichung für p_3, a_3 und u_3 :

$$u_3 = \alpha a_3 \left(\frac{p_{03}}{p_3} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p}{p_{03}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_{03}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}$$

$$= f_1(p_3, a_3, u_3) \quad (2.4-2)$$

mit der Beziehung für den Totaldruck

$$p_{03} = p_3 \left[\frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{u_3}{a_3} \right)^2 + 1 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.4-3)$$

Um weitere Funktionen für p_3 und a_3 zu erhalten, muß die Charakteristikentheorie herangezogen werden. Die Verträglichkeitsbedingungen für die Machlinien /12/

$$\frac{dx}{dt} = u + a \quad (2.4-4)$$

lassen sich aus der Kontinuitätsgleichung und der Bewegungsgleichung herleiten /12/

$$+ \frac{du}{dt} + \frac{1}{a\rho} \frac{dp}{dt} = -a u \frac{d \ln A}{dx} - W \left[1 + (\kappa-1) \frac{u}{a} \right] + (\kappa-1) \frac{a}{p} q$$

$$(2.4-5)$$

Mit der Zusammenfassung der rechten Seite von Gleichung (2.4-5) zu einer Koeffizientenfunktion

$$f_M(p, a, u) = -a u \frac{d \ln A}{dx} - W \left[1 + (\kappa-1) \frac{u}{a} \right] + (\kappa-1) \frac{a}{p} q \quad (2.4-6)$$

erhält die Gleichung die Form:

$$-\frac{1}{\kappa} \frac{a}{p} dp = du - f_M dt \quad (2.4-7)$$

Die zugehörige Differenzengleichung für die Verträglichkeitsbedingungen der Machlinie 4-3 (Bild 2.4-1) lautet damit:

$$-\frac{1}{\kappa} \frac{1}{2} \left(\frac{a_4}{p_4} + \frac{a_3}{p_3} \right) (p_3 - p_4) = u_3 - u_4 - \frac{1}{2} (t_3 - t_4) (f_{M3} - f_{M4}) \quad (2.4-8)$$

Gleichung (2.4-8) entsprechend umgeformt ergibt eine allgemeine Beziehung der Form:

$$p_3 = f_2(u_3) \quad (2.4-9)$$

Für die Verträglichkeitsbedingung der Teilchenbahn

$$\frac{dx}{dt} = u \quad (2.4-10)$$

gilt /12/:

$$\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{a} \frac{da}{dt} - \frac{dp}{dt} = q + \kappa u \frac{p}{a^2} k_R \quad (2.4-11)$$

Hier erhält man durch eine Zusammenfassung der rechten Seite von Gleichung (2.4-11) zu einer Koeffizientenfunktion

$$f_T(p, a, u) = q + \kappa u \frac{p}{a^2} k_R \quad (2.4-12)$$

$$2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{a} da = dp + f_T dt \quad (2.4-13)$$

Die Differenzengleichung für die Verträglichkeitsbedingung der

Teilchenbahn 5-3 (Bild 2.4-1):

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\frac{p_5}{a_5} + \frac{p_3}{a_3} \right) (a_3 - a_5) = p_3 - p_5 + \frac{1}{2} (t_3 - t_5) (f_{T3} - f_{T5}) \quad (2.4-14)$$

liefert die Beziehung:

$$a_3 = f_3(p_3) \quad (2.4-15)$$

Die implizite Gleichung (2.4-2) kann somit wie folgt geschrieben werden:

$$u_3 = f_1 \left(f_2(u_3), f_3 \left(f_2(u_3) \right), u_3 \right) = f(u_3) \quad (2.4-16)$$

Beim zweiten Strömungsfall strömen Teilchen durch das Rohrende in das Rohr ein (Bild 2.4-2). Gesucht ist der Zustandsvektor $(p, a, u)_3$ im Querschnitt A_A .

Die implizite Gleichung in den Variablen p_3 , a_3 und u_3 lautet bei Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung in der Form (2.4-1) und der Durchflußgleichung:

$$u_3 = \alpha \frac{a_3^2}{a} \frac{\hat{p}}{p_3} \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_3}{\hat{p}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_3}{\hat{p}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \\ = g_1(p_3, a_3, u_3) \quad (2.4-17)$$

Eine weitere Beziehung erhält man wieder über die Verträglichkeitsbedingung der Machlinie 4-3 (Bild 2.4-2). Entsprechend der Herleitung für den ersten Strömungsfall ergibt sich die Differenzengleichung zu:

$$\frac{1}{2\kappa} \left(\frac{a_4}{p_4} + \frac{a_3}{p_3} \right) (p_3 - p_4) = u_3 - u_4 - \frac{1}{2} (t_3 - t_4) (f_{M3} - f_{M4}) \quad (2.4-18)$$

und damit auch eine Gleichung der Form:

$$p_3 = g_2 (u_3). \quad (2.4-19)$$

Da die Verträglichkeitsbedingung der Teilchenbahn für den zweiten Strömungsfall nicht existiert, wird für die fehlende dritte Beziehung der Energiesatz

$$a_3^2 = \hat{a}^2 + \frac{\kappa-1}{2} (\hat{u}^2 - u_3^2) \quad (2.4-20)$$

herangezogen. Damit steht auch hier eine Gleichung der Form

$$a_3 = g_3 (u_3) \quad (2.4-21)$$

zur Verfügung. Gleichung (2.4-17) kann wieder wie folgt angegeben werden:

$$u_3 = g_1 (g_2 (u_3), g_3 (u_3), u_3) = g (u_3) \quad (2.4-22)$$

Die Gleichungen (2.4-16) und (2.4-22) werden iterativ nach dem Banachschen Fixpunktsatz /48/ gelöst. Für die Konvergenz der Folge

$$u_3^{n+1} = h (u_3^n), \quad h \in \{ f, g \} \quad (2.4-23)$$

gegen den Fixpunkt ist die Erfüllung der Bedingung

$$h' \left| (u_3) \right| < 1 \quad (2.4-24)$$

notwendig. Bei Verletzung dieser Bedingung ist die Umkehrfunktion

$$p_3 = h^{-1} (p_3) \quad (2.4-25)$$

zu berücksichtigen. Damit konvergiert das Verfahren

$$p_3^{n+1} = h^{-1} (p_3^n). \quad (2.4-26)$$

Die Zustandsgrößen $\hat{p}$, $\hat{a}$ und $\hat{u}$ werden für die verschiedenartigen Drosselstellen durch die Art der Kopplung bestimmt. Bei Drosselstellen mit Speicherwirkung (Zweitaktzylinder, Kurbelkasten) geschieht die Kopplung der beiden Strömungsfälle über ein System gewöhnlicher Differentialgleichungen, die über den Zustandsvektor im Innern der Drosselstelle und damit über $\hat{p}$ und $\hat{a}$ Auskunft geben. Das gewöhnliche Differentialgleichungssystem wird mit einem Prediktor-Korrektor-Verfahren gelöst.

Bei den Drosselstellen ohne Speicherwirkung ist die richtige Kopplung der Strömungsfälle dann gegeben, wenn die Kontinuitätsgleichung erfüllt ist. Beim ersten Strömungsfall ist in Gleichung (2.4-2) für $\hat{p}$ der statische Druck im Querschnitt A_E des Kontrollraumes einzusetzen. Für den zweiten Strömungsfall ist in Gleichung (2.4-17) für $\hat{p}$ der Totaldruck p_{OE} und für $\hat{a}$ die entsprechende Schallgeschwindigkeit a_{OE} zu berücksichtigen.

2.5 Aufbau des Programmsystems

Das beschriebene mathematische Modell des Verbrennungsmotors wurde in Form des Programmsystems PROMOZ realisiert. Unter Beibehaltung der Struktur des in /18/ beschriebenen Programms zeigt Bild 2.5-1 das Flußschema. Das Flußschema stellt den Berechnungsablauf in vereinfachter Form dar und kann damit nur einen Überblick geben.

Die Eingabe besteht aus Daten, die die Rohrgeometrie und die Einordnung der Rand- und Übergangsbedingungen in dieses Rohrsystem beschreiben, dazu die physikalische Beschreibung der Rand- und Übergangsbedingungen sowie Daten zur Programmsteuerung.

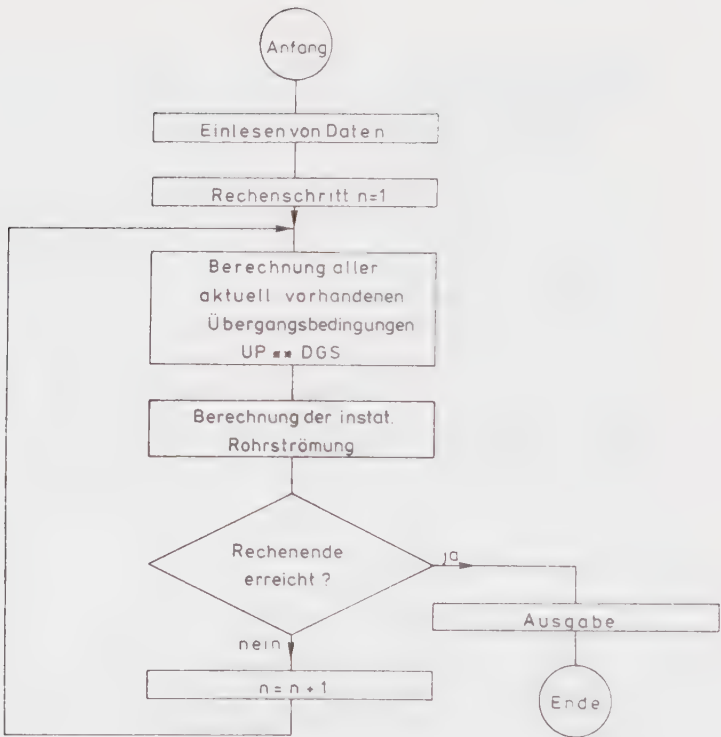


Bild 2.5-1: Hauptprogramm, Flußschema

Ausgehend von den Zustandswerten des Gases im Rechenschritt n werden die Zustände des Rechenschrittes $n + 1$ an den Rändern und in den Rohren berechnet. Da sich die Strömungsvorgänge in den betrachteten Rand- und Übergangsbedingungen auf ein Grundmodell, wie in Abschnitt 2.4 gezeigt, zurückführen lassen, entstanden die Unter-

programme + + DGS (Bild 2.5-2) und + + FP (Bild 2.5-3), auf die für die Berechnung aller Rand- und Übergangsbedingungen zurückgegriffen wird. Durch einen modularen Aufbau kann das Programmsystem durch entsprechende Eingabedaten einfach an spezielle Gegebenheiten angepasst werden. Ergebnis der Rechnung ist die vollständige Beschreibung des Gaszustandes über dem Kurbelwinkel (Zeit) durch Angabe zweier thermischer Zustandsgrößen und der Teilchengeschwindigkeit für jeden Ort des Rohrsystems.

Nach Vollendung eines Arbeitsspiels (360° Kurbelwinkel für einen Zweitaktmotor) wird eine Zyklusauswertung durchgeführt und Kenngrößen des Ladungswechsels nach DIN 1940 berechnet:

$$\text{Liefergrad} \quad \lambda_1 = \frac{m_{F2}}{m_{th}} \quad (2.5-1)$$

$$\text{Luftaufwand} \quad \lambda_a = \frac{\Delta m_p}{m_{th}} \quad (2.5-2)$$

$$\text{indizierte Arbeit} \quad W = \oint p dV. \quad (2.5-3)$$

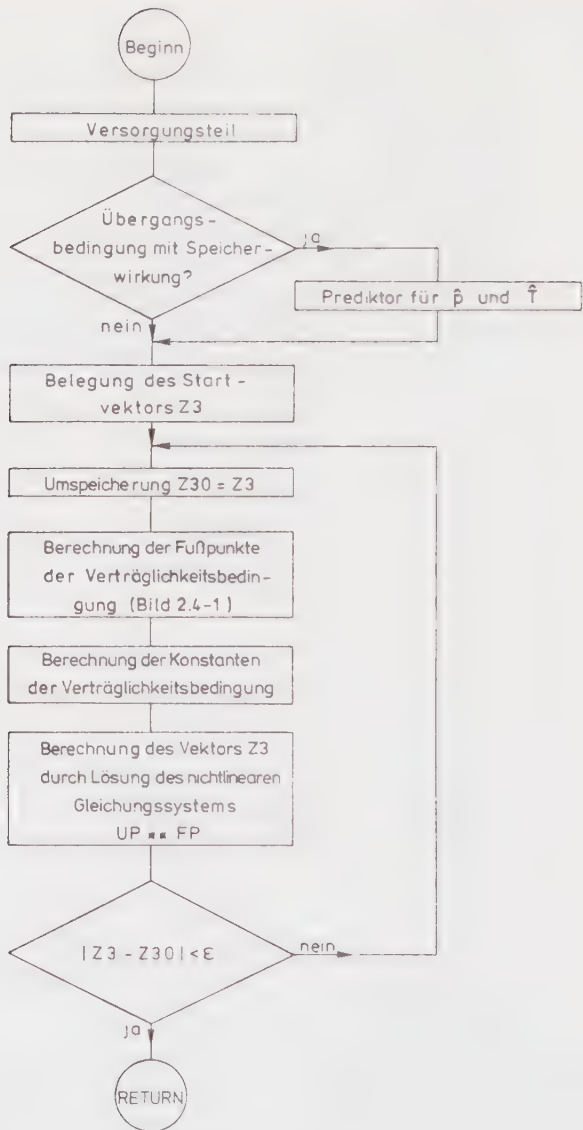


Bild 2.5-2: Unterprogramm ++ DGS, Flußschema

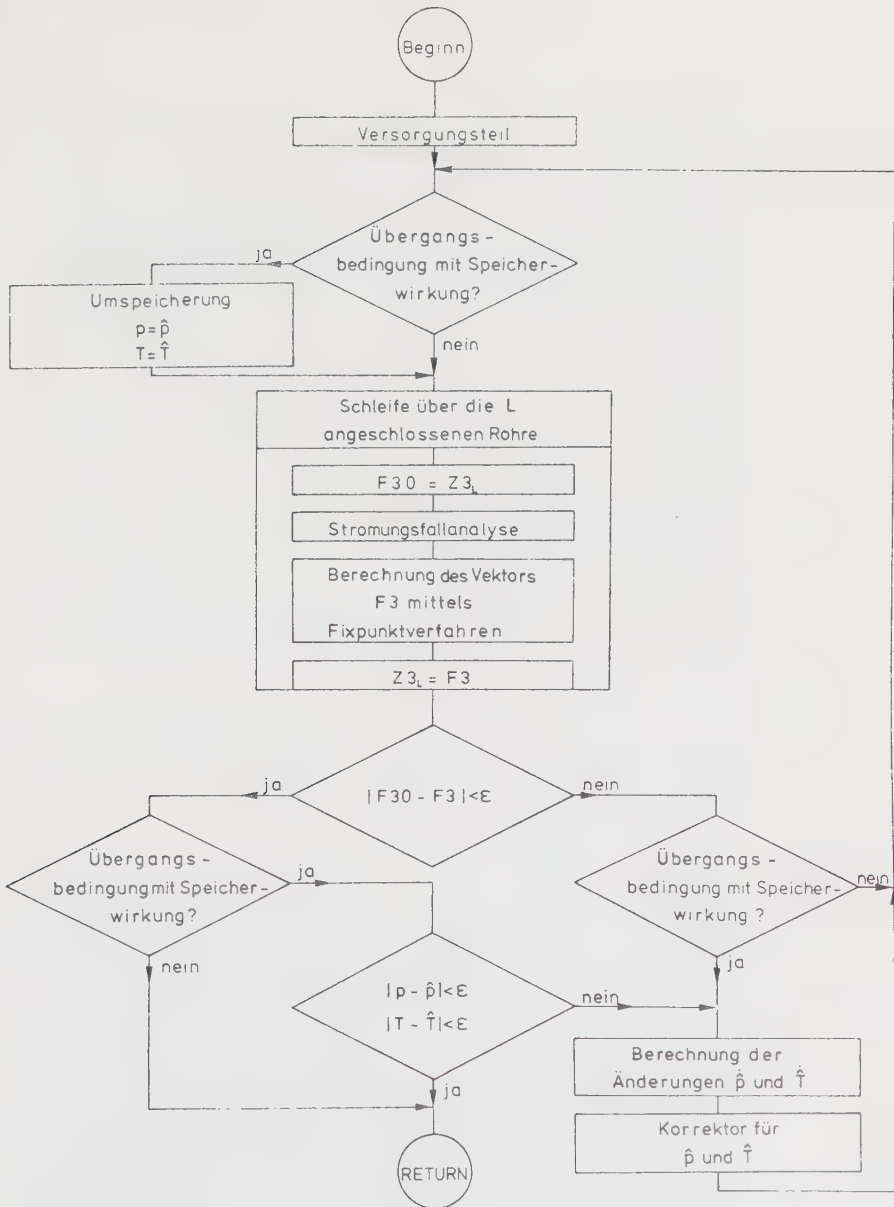


Bild 2.5-3: Unterprogramm + + FP, Flußschema

3 Auslegung eines gemischgespülten Zweitaktmotors

In Zweitaktmotoren mit kolbengesteuerten Schlitzen sind die Auslaß- und Überströmöffnungen gleichzeitig geöffnet, so daß die einströmende Ladung die verbrannten Gase verdrängen kann. Dieser Spülprozeß ist in der Praxis weit davon entfernt perfekt zu sein, da ein Teil der frischen Ladung durch den Auslaßschlitz verloren geht und eine gewisse Masse von Verbrennungsprodukten im Zylinder bleibt.

In diesem Abschnitt wird eine detaillierte Analyse der Strömungsvorgänge in dem Leitungssystem, dem Kurbelkasten und dem Zylinder eines gemischgespülten Zweitaktmotors beschrieben, die mit den Rechenergebnissen des Programmsystems PROMOZ durchgeführt wurde. Eine Analyse dieser Vorgänge ist notwendig, um das Leitungssystem gezielt modifizieren zu können. Mit einer Modifikation soll der Ladungswechsel und damit die Leistung und der Verbrauch des Motors durch Ausnutzung der Druckwellenvorgänge in dem Leitungssystem verbessert werden.

Für die Rechnungen standen die Rechenanlage TR 440 des Rechenzentrums der Ruhr-Universität Bochum sowie die Rechenanlage Interdata 8/32 zur Verfügung.

3.1 Struktur seines realen Systems

Der Ladungswechselvorgang soll durch eine rechnerische Abstimmung des Leitungssystems des zu untersuchenden Motors verbessert werden. Die Daten des Versuchsmotors, für den diese Untersuchung durchgeführt wurde, sind der Literatur /49/ entnommen. Es handelt sich um einen stationären, luftgekühlten Einzylinder-Zweitaktmotor mit Kurbelkastenspülpumpe. Bei diesem Motortyp wird während des Aufwärtshubes des Kolbens das Luft-Kraftstoffgemisch durch eine Öffnung in der Zylinderwand in den Kurbelkasten gesaugt. Diese Öffnung wird durch die Kolbenunterkante gesteuert. Im Verlauf des anschließenden Abwärtshubes wird ein Teil der im Kurbelkasten verdichteten Mischung

in zwei Kanäle gedrängt. Die Mischung in den beiden Kanälen wird durch den oberen Teil des Kolbens aufgehalten bis die Kolbenoberkante die beiden Überströmöffnungen freigibt und der Hauptspülprozeß durch die Überströmkanäle abläuft. Die Steuerwinkel der Versuchsmaschine, eines typischen schlitzzesteuerten Motors, zeigt das Steuerdiagramm, Bild 3.1-1. Die dort vermerkten Winkel werden ab OT gemessen.

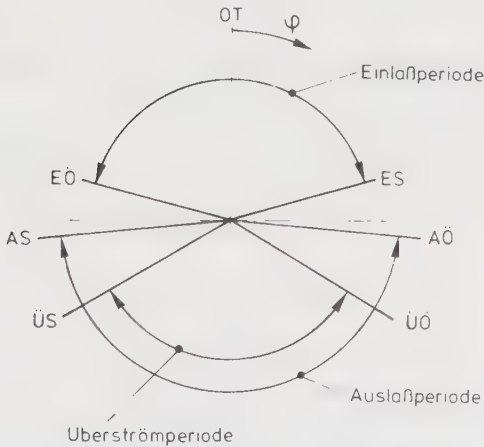


Bild 3.1-1: Steuerdiagramm des Versuchsmotors

AÖ	95° nach OT
AS	265° nach OT
ÜÖ	119° nach OT
ÜS	241° nach OT
EÖ	285° nach OT
ES	75° nach OT

Weitere Daten des Motors sind in Tafel 3.1-1 aufgelistet.

Zylinderdurchmesser	$d = .080 \text{ m}$
Hub	$h = .067 \text{ m}$
Verdichtungsverhältnis	$\varepsilon = 6.7$
Pleuelstangenlänge	$l_p = .1246 \text{ m}$
Kurbelkastenvolumen	$V_K = 1.0636 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
Drehzahl	$n_N = 84.16 \text{ s}^{-1}$
effektive Leistung bei n_N	$P_e = 10.07 \text{ KW}$

Tafel 3.1-1: Daten des Versuchsmotors

Die in der Berechnung zu berücksichtigenden Drosselstellen des Leitungssystems sind in Bild 3.1-2 gekennzeichnet.

Es sind diese: Der Vergaser (1), der Einlaßschlitz (2), die Ausströmöffnungen im Kurbelkasten (3) und (4), die Überströmschlitz (5) und (6), der Auslaßschlitz (7) und das Auslaßrohr (8).

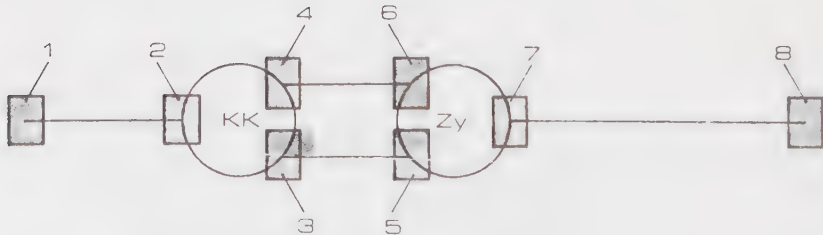


Bild 3.1-2: Drosselstellen des Leitungssystems

- 1: Vergaser
- 2: Einlaßschlitz
- 3,4: Auslaßöffnungen des Kurbelkastens
- 5,6: Überströmschlitz
- 7: Auslaßschlitz
- 8: Rohrende

Es ist bis heute nicht gelungen, das dreidimensionale instationäre Strömungsfeld innerhalb des Kontrollraumes einer Drosselstelle mit Berücksichtigung der Reibung, der Turbulenz und der Wärmeleitung zu berechnen. Im Programmsystem ist die Berechnung der Drosselströmung daher auf einen Versuchswert, den bei stationärem Durchfluß einfach meßbaren Durchflußbeiwert α , begründet. Die Größen der Durchflußbeiwerte, sowie der Verlauf über ihre Einflußgrößen bestimmen wesentlich den Massenstrom durch die Drosselstelle. Weiterhin interessiert, wie Füll- und Entleervorgänge durch eine mit den zugehörigen Durchflußbeiwerten charakterisierte Drosselstelle von Druck- und Saugwellen aus dem Rohr gefördert bzw. behindert werden.

Bei stationärer Strömung ist der Durchflußbeiwert α definiert durch

$$\alpha = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{th}} \quad (3.1-1)$$

In Gleichung (3.1-1) bedeuten:

- $\dot{m}_w$: der wirkliche Massenstrom durch eine Fläche des Kontrollraumes
 $\dot{m}_{th}$: der Massenstrom bei verlustloser Strömung durch eine Fläche des Kontrollraumes

In /50/ sind Ähnlichkeitsbeziehungen für Durchflußbeiwerte von Steuerschlitzen untersucht und Kennzahlen, von denen der Durchflußbeiwert abhängen kann, aufgestellt worden. Im Experiment wird für die Steuerschlitze die Abhängigkeit

$$\alpha = \alpha \left(\frac{h}{h_{ub}}, \frac{p}{p_0} \right) \quad (3.1-2)$$

festgestellt.

Die Bilder 3.1-3 und 3.1-4 zeigen - als Beispiel - die gemessenen Durchflußbeiwerte des Auslaßschlitzes. Die Durchflußbeiwerte für den Strömungsfall "Rückströmen durch den Auslaßschlitz" (Bild 3.1-4)

zeigen eine zu vernachlässigende Abhängigkeit vom Druckverhältnis.

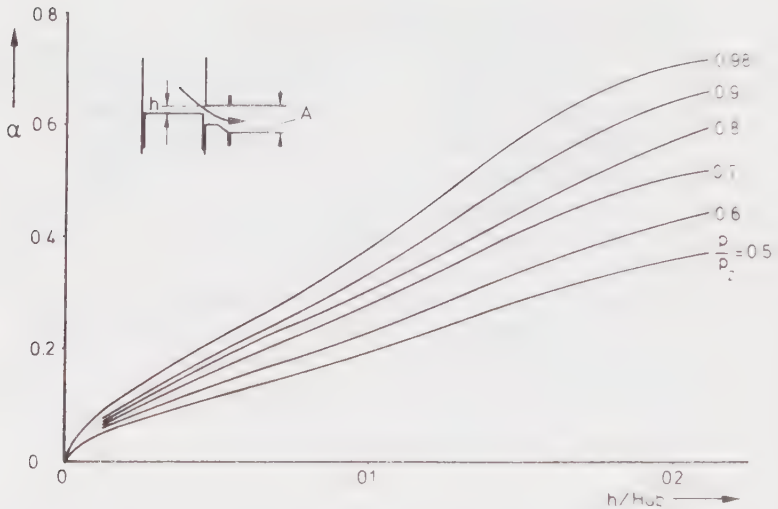


Bild 3.1-3: Durchflußbeiwerte des Auslaßschlitzes (Strömungsfall 2)

Das Experiment liefert jedoch nur diskrete Werte, die dem Rechner als Eingabedaten mitgeteilt werden können. Im Rechenlauf muß dann der Durchflußbeiwert für den aktuellen Kurbelwinkel und das aktuelle Druckverhältnis durch Interpolation ermittelt werden. Dabei ist eine Datenmenge von 60 bis 80 Wertetripeln pro Steuerschlitz oder von 10 bis 14 Wertepaaren, wenn man die Druckabhängigkeit der Durchflußbeiwerte außer Acht läßt, zu bearbeiten. Den entstehenden großen Aufwand bei der Dateneingabe kann man verringern und gleichzeitig Datenübertragungsfehler vermeiden, wenn man eine algebraische Beziehung aufstellt,

$$\alpha = \alpha(h/H_{ub}, p/p_0) \quad (3.1-3)$$

mit der der Durchflußbeiwert berechnet werden kann. Die lineare Regression bietet die Möglichkeit, eine solche Beziehung zu finden.

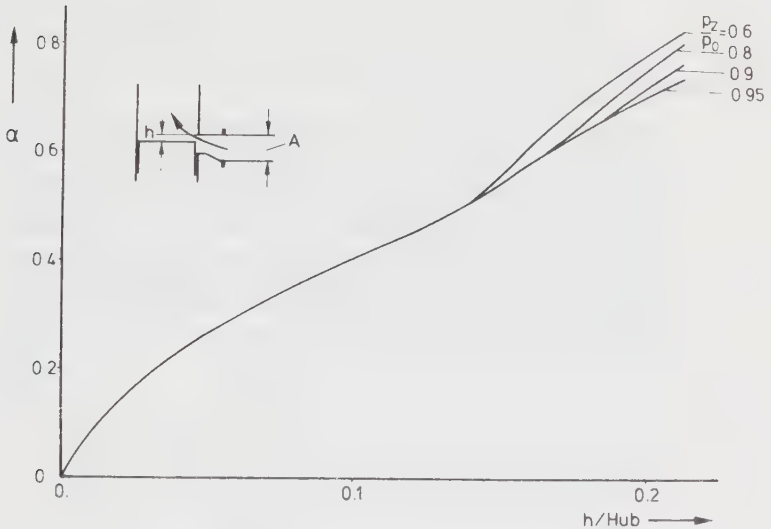


Bild 3.1-4: Durchflußbeiwerte des Auslaßschlitzes (Strömungsfall 1)

Die experimentelle Ermittlung des Zusammenhanges physikalischer Größen führt zu Datenpaaren (x_i, y_i) , die graphisch als Punkt in einem (x, y) - Koordinatensystem, dem Streudiagramm, veranschaulicht werden können. Ein lineares Modell läßt sich als Gerade

$$y = a_1 x + a_0 \quad (3.1-4)$$

ausdrücken.

Es muß nun die Gerade gefunden werden, die den Punkthaufen des Streudiagramms approximiert. Eine systematische Methode diese Gerade zu finden, beruht auf dem folgenden Prinzip: Man legt die Regressions-

gerade so durch den Punkthaufen, daß die Summe der Quadrate der Abweichungen von der Geraden möglichst klein wird:

$$\sum_{i=1}^n f_i^2 \rightarrow \min \quad (3.1-5)$$

Das hier benutzte Kriterium der linearen Regression hat seine Grundlage in der Wahrscheinlichkeitsrechnung und schaltet den Einfluß statistischer Fehler aus.

Die so ermittelte Regressionsgerade läuft durch den Schwerpunkt der Punktmenge $(\bar{x}_1, \bar{y}_1)$.

In vielen Fällen ist das Modell einer Geraden nicht anwendbar, es zeigt sich ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen den Variablen. Durch eine geeignete Variablentransformation lassen sich jedoch viele solcher nichtlinearen Funktionen in quasilineare verwandeln, wie folgende Beispiele zeigen:

$$\begin{aligned} y &= b e^{mx} \quad \longrightarrow \quad \ln y = \ln b + mx \\ y &= b x^m \quad \longrightarrow \quad \ln y = \ln b + m \ln x \\ y &= a + b/x \quad \longrightarrow \quad y^+ = a + bx^+ \end{aligned} \quad (3.1-6)$$

Die Aussagen, die zur Anwendung der linearen Regression gemacht wurden, lassen sich damit auch auf transzendente Funktionen übertragen. Hier erweist es sich als nützlich, den physikalischen Grundzusammenhang zu kennen, weil dadurch das Finden einer den Punkthaufen approximierenden Funktion erleichtert wird.

Mit der Regressionsmethode ist es auch möglich, mehr als zwei Variable zu berücksichtigen. Die angepaßte Ebene der Regression wird dann ausgedrückt als

$$y = a_2 x_2 + a_1 x_1 + a_0. \quad (3.1-7)$$

Um die Formeln für a_2 , a_1 und a_0 zu erhalten, werden die Variablen

zunächst getrennt behandelt, wenn nicht schon von vornherein die Art der gesuchten Funktion festgelegt ist. Für die Berechnung von a_0 muß ein Gleichungssystem aufgestellt und gelöst werden. Die nach der geschilderten Vorgehensweise durchgeführte Regressionsanalyse liefert eine Funktion

$$\alpha = a (h/\text{Hub})^b (p/p_0)^c \exp \{ d (h/\text{Hub}) + g (p/p_0) \} , \quad (3.1-8)$$

die mit den gemessenen Durchflußbeiwerten gut korreliert. Gleichzeitig wird durch das Einbringen einer Funktion der Durchflußbeiwerte eine kurze, benutzerfreundliche Eingabe ermöglicht.

Das reale Leitungssystem mit den Abmessungen der Einzelrohre ist aus Bild 3.1-5, dem Ersatzsystem des Versuchsmotors, zu erkennen. Die Struktur des mathematischen Modells wird aus dem Ersatzsystem hergeleitet.

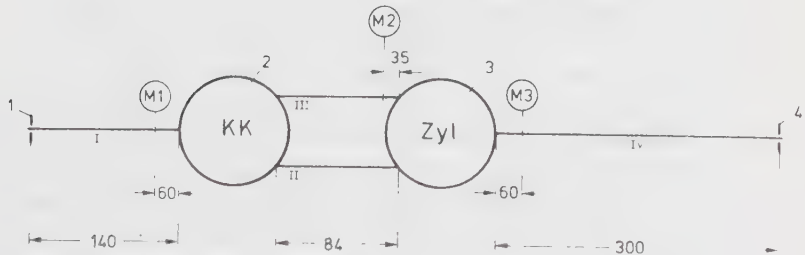


Bild 3.1-5: Ersatzsystem des Versuchsmotors

Man erhält eine Kopplung von vier Strömungsebenen mit den Randbedingungen: Zweitaktzylinder, Kurbelkasten und zwei Blenden am Rohrende. Die Struktur dieses Ersatzsystems ergibt ein auf das Programmsystem PROMOZ kompatibles mathematisches Modell.

3.2 Analyse des Ladungswechsels

Bei Verbrennungsmotoren hängt die Leistung maßgeblich von der im Zylinder verbleibenden Ladungsmenge ab, die während der Ladungswechselphase in den Zylinder gelangt. Der Erfolg des Ladungswechsels, die Füllung des Zylinders mit Frischladung, wird durch den Liefergrad gekennzeichnet. Man erhält den über den Drehzahlbereich des Motors veränderlichen Liefergrad als Quotient

$$\lambda_1 = \frac{m_{F2}}{m_{th}} \quad (3.2-1)$$

der nach Abschluß des Ladungswechsels im Zylinder verbleibenden Frischladung m_{F2} zu der theoretischen Ladung m_{th} vom Volumen V_h im Zustand der Umgebung. Der Liefergrad eines kurbelkammergespülten Zweitaktmotors reagiert besonders empfindlich auf Druckschwankungen im Ein- und Auslaßsystem, weil die Spülung aufgrund relativ kleiner Druckdifferenzen erfolgt.

Im allgemeinen ist der drehzahlabhängige Liefergrad nur für einen Betriebspunkt des Motors zu optimieren. Für Fahrzeugmotoren muß ein Kompromiß über den Drehzahlbereich gefunden werden.

Die Verbesserung des Ladungswechsels setzt eine Analyse der instationären Strömungsvorgänge voraus, die mit dem berechneten Zustandsvektor (p, T, u) an bestimmten Stellen des Rohrleitungssystems durchgeführt wird. Der Zustandsvektor (p, T, u) wird als Funktion des Kurbelwinkels für ein Arbeitsspiel des Zweitaktmotors dargestellt. Es werden jeweils so viele aufeinanderfolgende Arbeitsspiele gerechnet, bis ein Vergleich aller Anfangswerte der verschiedenen Systeme mit den entsprechenden Endwerten des beendeten Zyklus innerhalb einer Fehlergrenze Übereinstimmung bringt.

Eine definitive Aussage über die Genauigkeit eines umfangreichen Simulationsprogramms erfordert eine Menge experimenteller Daten von hoher Genauigkeit und großem Umfang. Leider stehen Vergleichsdaten solcher Qualität und Quantität nicht zur Verfügung. Wichtiger als eine quantitative Übereinstimmung von Rechnung und Messung ist die

Tatsache, daß die von der Rechnung vorausgesagten Verbesserungen auch durch Versuche am Motor bestätigt wurden /17/.

Die Analyse des untersuchten Motors wurde für Vollast und die Nenn-drehzahl $n = 84 \text{ s}^{-1}$ durchgeführt, um das Leitungssystem für diesen Betriebspunkt abzustimmen und damit die dynamische Wirkung des Ein- und Auslaßsystems voll auszunutzen.

Bild 3.2-1 zeigt den Graphen der berechneten Vektorfunktion an der Stelle M 1 im Ansaugrohr vor dem Kurbelkasten.

Während der Öffnung des Einlaßschlitzes wird in der Ansaugleitung eine Saugwelle (Pfeil 1) erzeugt. Diese Saugwelle läuft mit Schallgeschwindigkeit zum Ende der Ansaugleitung (Vergaser) und wird dort als Druckwelle reflektiert. Im resultierenden Druckverlauf ist diese aber nicht als Druckwelle zu erkennen. Die mit Pfeil 2 gekennzeichnete Druckwelle kann nicht die Reflexion der anregenden Saugwelle (Pfeil 1) sein, wie durch eine Kontrolle der Wellenlaufzeit (Gleichung 2.2-22) leicht festzustellen ist. Pfeil 3 zeigt auf eine ausgeprägte Saugwelle, die sich negativ auf den Liefergrad auswirkt. Sie vermindert den Druck im Kurbelkasten und damit auch die Dichte der Kurbelkasten-Frischladung. Ursache für den ungünstigen Druckverlauf vor ES ist die Druckwelle (Pfeil 2), die vom Rohrende als Saugwelle reflektiert wird und nach ihrer Laufzeit $\Delta\phi_L$ bei ES an der Stelle M 1 eintrifft.

Eine sehr weitgehende Auskunft über die Güte des Ladungswechsels liefert der Verlauf der Teilchengeschwindigkeit. Man erkennt, daß die Einströmgeschwindigkeit auch nach OT positiv bleibt (Pfeil 4), obwohl der Kolben in diesem Punkt seine Bewegungsrichtung umkehrt und das Kurbelkastenvolumen verkleinert, bzw. den Druck im Kurbelkasten erhöht (Bild 3.2-7). Die Ursache für die erst zu einem späteren Zeitpunkt erfolgende Strömungsumkehr (Pfeil 5) ist diesem Bild nicht eindeutig zu entnehmen.

Das Rückströmen vor ES (Pfeil 6) ist für die Gemischbildung ungünstig. Durch die ausgeprägte instationäre Strömung wird eine erhöhte Kraftstoffförderung im Vergaser angeregt /44/, was sich in einem hohen Kraftstoffverbrauch niederschlägt und die Zündfähigkeit des Gemisches durch die eintretende Überfettung verschlechtert.

Bild 3.2-2 zeigt ein mit dem Programmsystem PROMOZ erzieltetes Ergebnis, mit dem eine Analyse der instationären Strömung vorteilhaft durchgeführt werden kann: Die Aufteilung des resultierenden Druck- und Geschwindigkeitsverlaufes in ihre vor- und rücklaufenden Anteile. Eine Saugwelle (Pfeil 1), durch das Ansaugen des Kurbelkastens verursacht, läuft in Richtung Rohrende (Vergaser). Das Rohrende reflektiert eine Druckwelle (Pfeil 2), die in Richtung des Kurbelkastens läuft. Mit dieser Druckwelle wird Frischgas in Richtung des Kurbelkastens bewegt und dadurch eine Verbesserung des Einströmvorganges bewirkt, wie der zugehörige Geschwindigkeitsverlauf (Pfeil 3) ausweist. Erst im letzten Viertel der Öffnungszeit des Einlaßschlitzes wird die Teilchengeschwindigkeit negativ. Jetzt bestimmt der Druck im Kurbelkasten, der im Bild 3.2-7 wiedergegeben ist, die Strömungsrichtung (Pfeil 4). Nur der kleiner werdende freie Öffnungsquerschnitt des Einlaßschlitzes läßt die vom Kurbelkasten ausgehende Druckwelle (Pfeil 5) nicht weiter anwachsen.

Bild 3.2-3 zeigt den Graphen der berechneten Vektorfunktion an der Stelle M 2 im Überströmkanal.

Das Bild des Druckverlaufes wird bis $\bar{U}_0$ vom Druck im Kurbelkasten geprägt. Es ist sehr deutlich zu erkennen, daß der Einströmvorgang in den Zylinder nicht sofort nach $\bar{U}_0$ beginnt. Der zu diesem Zeitpunkt hohe Zylinderdruck (Bild 3.2-8) verursacht zunächst einen steilen Druckanstieg (Pfeil 1), mit dem ein Rückströmen von Abgas in den Überströmkanal (Pfeil 2) verbunden ist. Auch die Gastemperatur wird durch das rückströmende heiße Abgas deutlich beeinflusst (Pfeil 3). Dieses Rückströmen wirkt sich nachteilig auf den Liefergrad und damit auch auf die Leistung aus, wird aber aus folgendem Grund teilweise angestrebt: Durch das Rückströmen ergibt sich der Effekt einer Abgasrückführung. Gleichzeitig wird eine HC-Verminde- rung im Abgas erreicht, da unverbrannte Kohlenwasserstoffe auch in dem rückströmenden Abgas enthalten sind, das nunmehr teilweise im Zylinder verbleibt und der Verbrennung wieder zugeführt wird. Die Einströmgeschwindigkeit erreicht vor $\bar{U}_T$ ihren Maximalwert von $u = 124 \text{ m/s}$ (Pfeil 4) und bleibt bis kurz vor $\bar{U}_S$ positiv.

Bild 3.2-4 zeigt die Aufteilung des resultierenden Druck- und Ge-

schwindigkeitsverlaufes in ihre vor- und rücklaufenden Anteile an der Stelle Z 1, unmittelbar am Überströmschlitz. In diesem Bild ist die nach ÜÖ in Richtung des Kurbelkastens laufende Druckwelle (Pfeil 1) zu sehen. Mit dieser vom Zylinderdruck abhängigen Druckwelle strömt heißes Abgas in den Überströmkanal (Pfeil 2). Weiterhin ist deutlich zu erkennen, daß der Zylinder selbst praktisch kein Gemisch ansaugt. Die Spülung erfolgt hauptsächlich aufgrund der vom Kurbelkasten ausgehenden Druckwelle (Pfeil 3) und der damit verbundenen positiven Teilchengeschwindigkeit (Pfeil 4). Das kurzzeitige Absinken der Teilchengeschwindigkeit (Pfeil 5) wird von der Reflexion der vom Zylinder ausgehenden Druckwelle an der Kurbelkastenmündung verursacht (Pfeil 6).

Bild 3.2-5 zeigt den Graphen der berechneten Vektorfunktion an der Stelle M 3 in der Abgasleitung.

Nach AÖ wird in der Abgasleitung eine Druckwelle aufgebaut, der sogenannte Vorauslaßstoß (Pfeil 1). Seine Ursache liegt in der hohen Ruheenthalpie der Zylinderladung, die sich nach Öffnen des Auslaßschlitzes in Druck- und Geschwindigkeitsenergie umsetzt. Mit dem Vorauslaßstoß ist demnach ein intensives Ausströmen heißer Abgase (Pfeil 2) mit hoher Teilchengeschwindigkeit (Pfeil 3) verbunden. Die zum Vorauslaß gehörende Druckwelle läuft mit Schallgeschwindigkeit zum offenen Ende der Leitung und wird von dort als Saugwelle reflektiert (Pfeil 4). Sie fördert den Ausströmvorgang wesentlich, wie der Verlauf der Teilchengeschwindigkeit (Pfeil 5) kennzeichnet.

In Bild 3.2-6 ist wiederum die Aufteilung der Druck- und Geschwindigkeitsverläufe in ihre vor- und rücklaufenden Anteile an der Stelle Z 2, unmittelbar am Auslaßschlitz, zu sehen. Es zeigt sich, daß der mit dem Vorauslaß (Pfeil 1, Pfeil 2) verbundene Ausströmvorgang von einer Druckwelle, die vor AÖ am Auslaßschlitz eintrifft (Pfeil 3), behindert wird. Diese Druckwelle versucht, Gasteilchen in Richtung des Zylinders zu schieben (Pfeil 4). Stark unterstützt wird der Ausströmvorgang durch die Reflexion der Vorauslaßdruckwelle am offenen Rohrende (Pfeil 5). Durch die Saugwelle wird die Ausströmgeschwindigkeit erhöht (Pfeil 6). Die resultierende Teilchengeschwindigkeit erreicht dadurch mit $u = 236 \text{ m/s}$ ihr Maximum. Nach

US wirkt sich die am Auslaßschlitz eintreffende Saugwelle (Pfeil 7) nachteilig aus, sie fördert das Ausströmen von Frischladung aus dem Zylinder in die Abgasleitung (Pfeil 8).

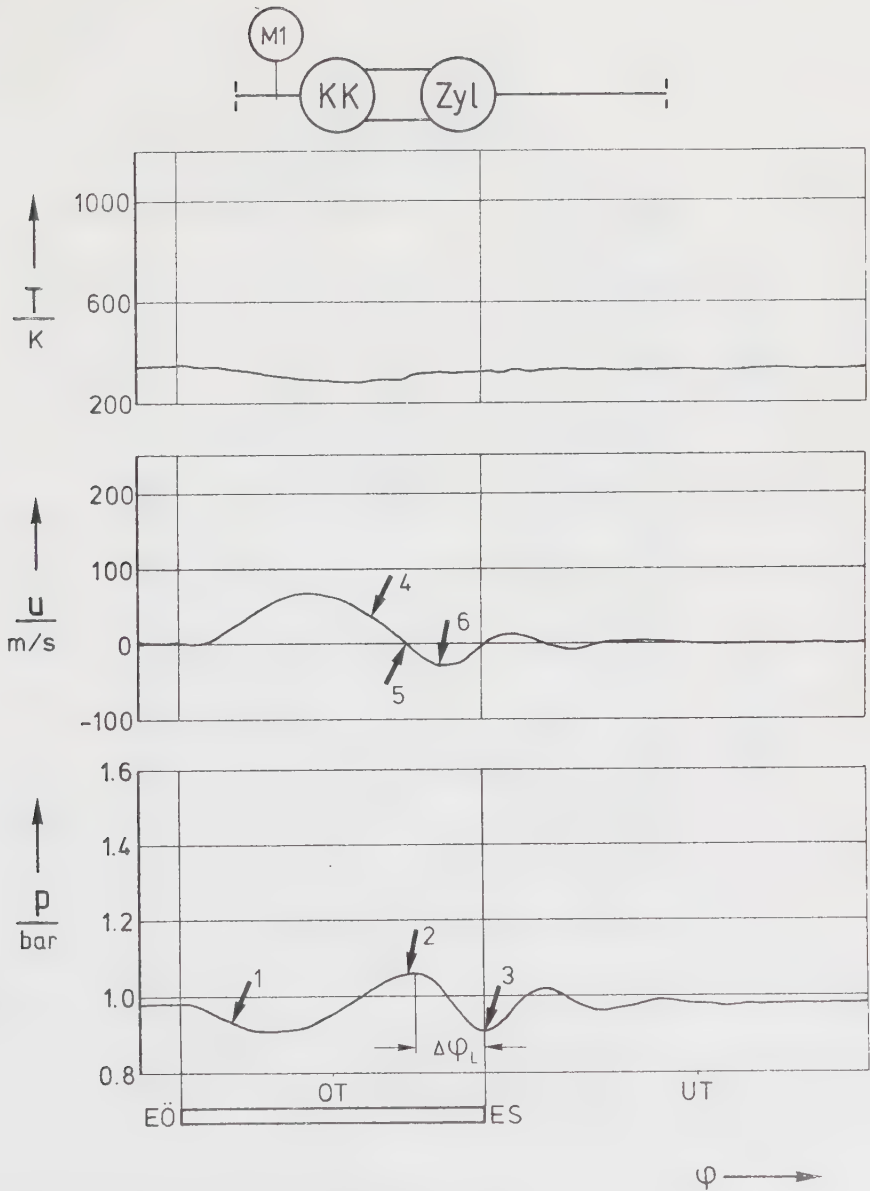


Bild 3.2-1: Zustandsverlauf an der Stelle M 1

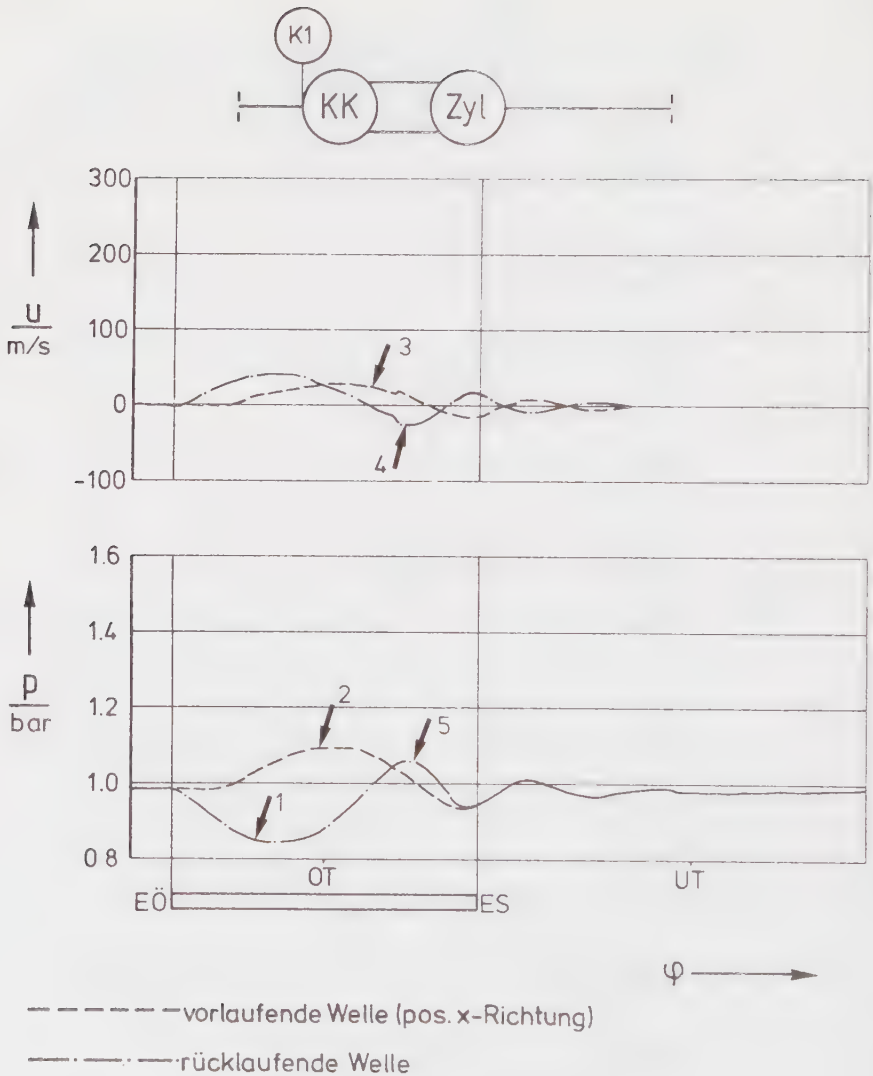


Bild 3.2-2: Aufteilung des Zustandsverlaufes an der Stelle K 1

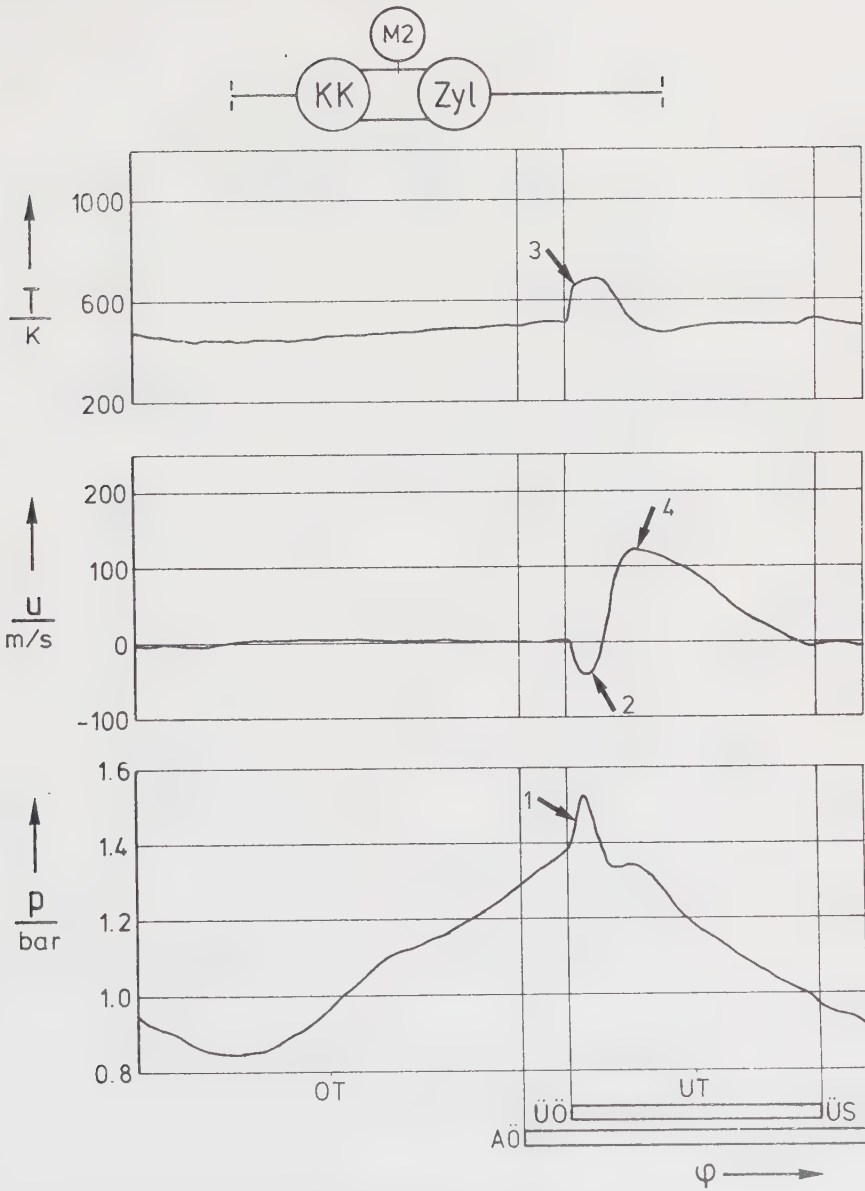


Bild 3.2-3: Zustandsverlauf an der Stelle M 2

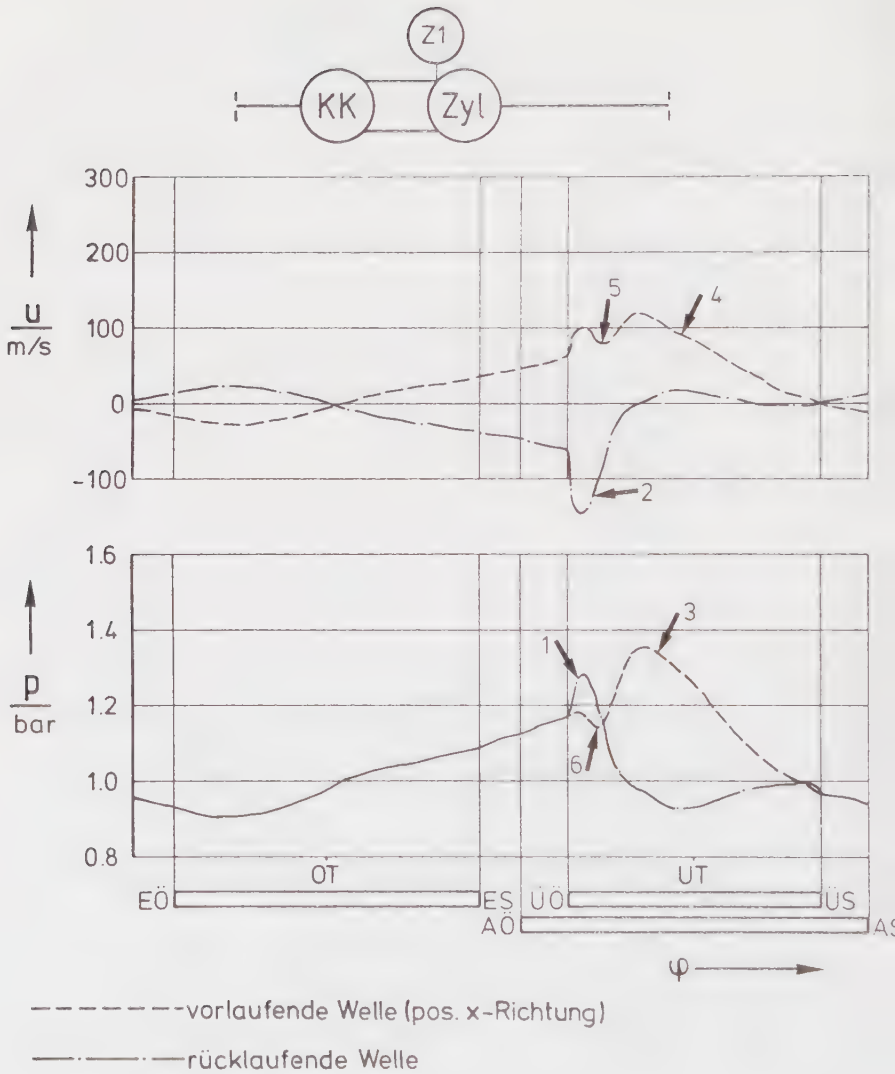


Bild 3.2-4: Aufteilung des Zustandsverlaufes an der Stelle Z 1

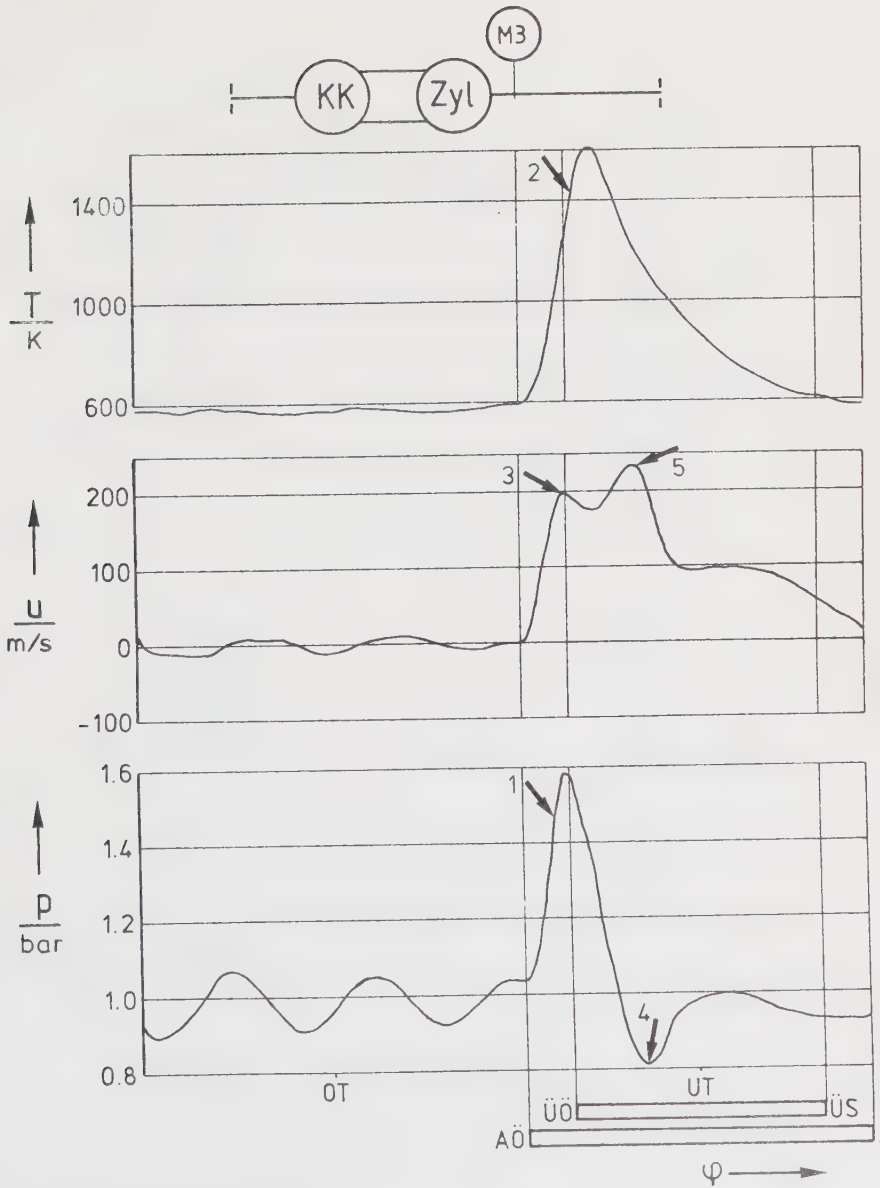


Bild 3.2-5: Zustandsverlauf an der Stelle M 3

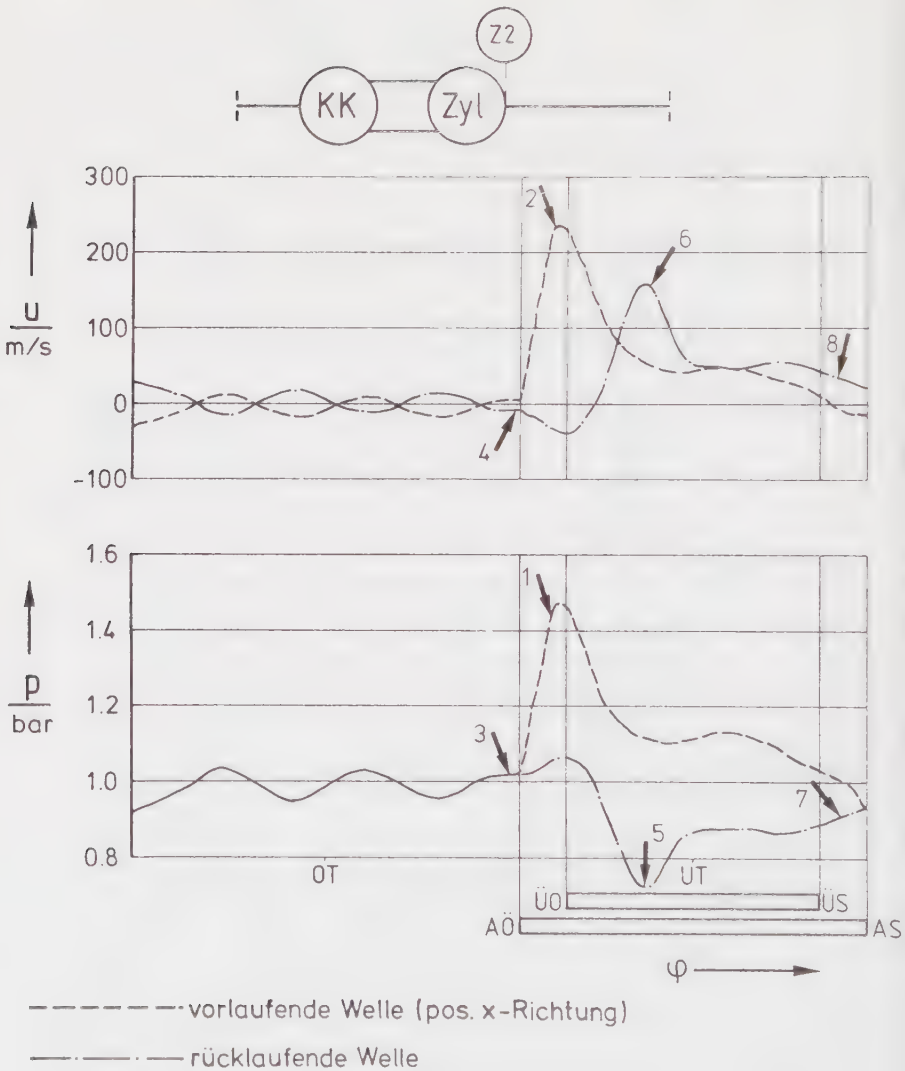


Bild 3.2-6: Aufteilung des Zustandsverlaufes an der Stelle Z 2

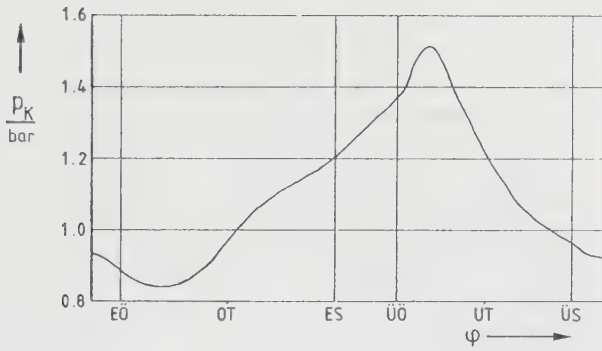


Bild 3.2-7: Druckverlauf im Kurbelkasten

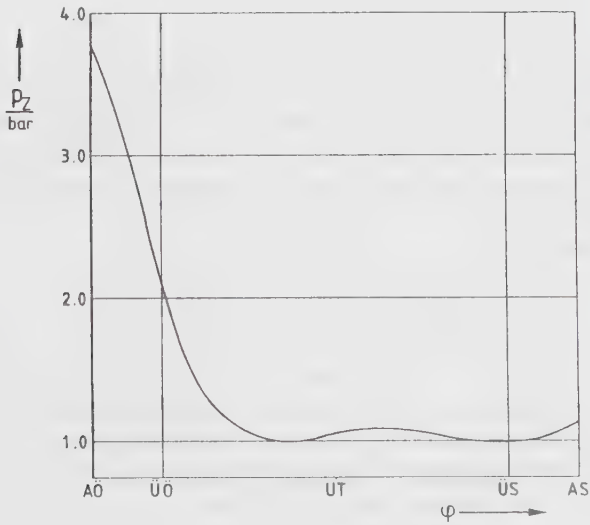


Bild 3.2-8: Druckverlauf im Zylinder

3.3 Verbesserung der Betriebswerte durch veränderte räumliche Anordnung und Ausbildung der Drosselstellen im Leitungssystem des Zweitaktmotors

Dem Zweitaktmotor steht für das Entfernen des verbrannten Gemisches und das Einbringen der neuen Ladung im Vergleich zum Viertaktmotor wenig Zeit zur Verfügung. Daher müssen die in den angeschlossenen Leitungssystemen entstehenden Druckschwingungen möglichst vollständig zur Unterstützung des Ladungswechsels ausgenutzt werden, um günstige Betriebsdaten zu erreichen. Nach Öffnen des Auslaßschlitzes wird in der Abgasleitung eine Druckwelle ausgelöst, deren Amplitude von der Öffnungsgeschwindigkeit des Schlitzes (Drehzahl des Motors) und von der Ruheenthalpie des Arbeitsgases im Zylinder abhängt. Diese Druckwelle läuft mit Schallgeschwindigkeit durch die Auspuffanlage zum offenen Rohrende der Abgasleitung und wird von dort als Saugwelle reflektiert. Bringt man am Rohrende des Auspuffsystems eine Blende an, so kann je nach Öffnungsverhältnis der Blende auch eine Druckwelle zurückgeworfen werden oder aber eine Reflexion praktisch unterbleiben. Die richtige Lage und Konfiguration der Reflexionsstelle kann durch ihren Einfluß auf den Charakter der Reflexionswelle den Ladungswechselvorgang merklich verbessern. Das Ziel ist, die Energie der Reflexionswelle und ihre Laufzeit so abzustimmen, daß sie zum günstigsten Zeitpunkt, mit einer den Ladungswechselvorgang unterstützenden Wirkung, am Auslaßschlitz ankommt. Es gibt zwei wichtige Zeitpunkte für das Eintreffen von Reflexionswellen am Auslaßschlitz:

1. Eine Saugwelle trifft nach U_0 am Auslaßschlitz ein; sie fördert den Ausströmvorgang,
2. Eine Druckwelle trifft nach U_S ein und verhindert das Ausströmen von Frischladung.

Die Phasenlage der rücklaufenden Wellen gegenüber den Steuerzeiten ist also entscheidend, ob ihre Wirkung den Ladungswechsel positiv oder negativ beeinflusst. Bild 3.3-1 zeigt einen günstigen, den Ladungswechsel unterstützenden Druckverlauf hinter dem Auslaßschlitz /52/. Man erkennt, daß nach dem Fortlaufen des Vorauslaßdruckstoßes

eine merkliche Druckabsenkung im Auspuffrohr hinter dem Auslaßschlitz notwendig ist, um den erforderlichen Spüldruck vorteilhaft herabzusetzen. Nach Abschluß der Spülschlitzzeit soll ein Verdrängen der Frischladung vermieden werden, dementsprechend ist zu dieser Zeit wieder ein hoher Druck vor dem Auslaßschlitz zu fordern.

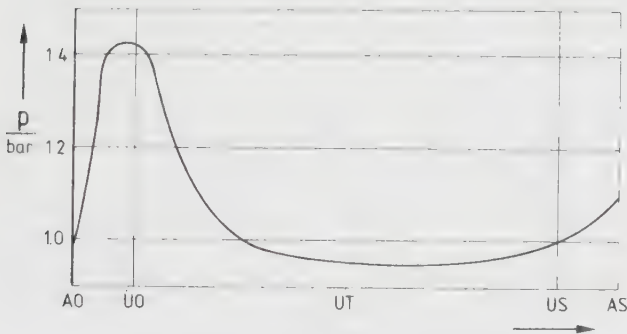


Bild 3.3-1: Günstiger Druckverlauf am Auslaßschlitz

Dabei ist zu beachten, daß Druckwellen nicht nur an den Röhrenden reflektiert werden, sondern auch am Zylinder und Kurbelkasten selbst. Die Art der Reflexion hängt vom momentan freien Öffnungsquerschnitt ab.

Eine weitere Verbesserung des Ladungswechselvorganges kann durch eine konische Röhrerweiterung in der Abgasleitung erzielt werden. Die zurücklaufende Saugwelle, die durch die Reflexion einer vorlaufenden Druckwelle an einem Diffusor entsteht, soll dabei vorteilhaft zur Spülung des Zylinders ausgenutzt werden.

Der in Abschnitt 3.2 gewonnene Überblick über die gasdynamischen Vorgänge im Leitungssystem des Zweitaktmotors hat einige Schwachstellen im physikalischen Geschehen aufgedeckt. Diese Schwachstellen sollen schrittweise durch konstruktive Änderungen des Leitungssystems beseitigt werden.

Bild 3.3-2 zeigt den Druckverlauf im Abgasrohr hinter dem Auslaß-

schlitz der Versuchsmaschine im Vergleich mit einem für den Ladungswechsel günstigen Druckverlauf. Dieser Vergleich macht die auslaßseitigen Schwachstellen noch einmal deutlich.

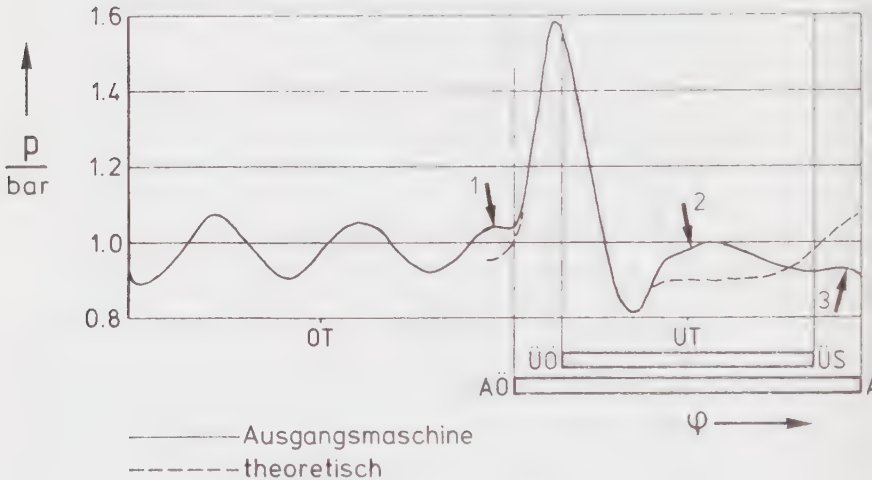


Bild 3.3-2: Druckverlauf am Auslaßschlitz

Das Ausströmen der Abgase aus dem Zylinder wird durch eine bei AÖ eintreffende Druckwelle behindert (Pfeil 1).

Durch den ungünstigen Druckverlauf während der Spülperiode (Pfeil 2) wird der Zylinderdruck nicht kontinuierlich gesenkt (auch in Bild 3.2-8 zu sehen). Damit bestehen auf der Einlaßseite ungünstige Einströmbedingungen.

Der geringe Druck nach ÜS (Pfeil 3) mindert eine Nachladewirkung und läßt Frischgemisch ausströmen.

Bei der Beseitigung aller aufgezählten Schwachstellen führt nur ein methodisches Vorgehen zum Ziel, da die mit dem Zweitaktmotor zusammenhängenden, gasdynamischen Vorgänge anspruchsvoll und nicht leicht zu übersehen sind.

Im folgenden wird daher eine Vorgehensweise beschrieben, die mit Hilfe von Ladungswechselrechnungen eine schrittweise Verbesserung der Betriebswerte des Zweitaktmotors ermöglicht. Die zuverlässige Vorausbestimmung der Betriebswerte mit Hilfe des mathematischen Modells stellt dabei eine wertvolle Hilfe zur quantitativen Analyse der notwendigen Entwicklungsschritte dar. So ergeben sich die aufeinanderfolgenden Entwicklungsschritte durch eine Auswertung der Änderungen der Systemzustände, die durch planvolle Variation der Parameter hervorgerufen werden, die das physikalische Verhalten bestimmen. Kriterien, mit denen erzielte Verbesserungen deutlich nachgewiesen werden können, sind der zeitliche Verlauf der Teilchengeschwindigkeit an bestimmten Stellen im Rohrleitungssystem des Zweitaktmotors, insbesondere vor und hinter den Drosselstellen Zylinder und Kurbelkasten sowie das Integral des Massenstroms an diesen Stellen.

Ausgehend von den gegebenen Werten der Parameter des zu untersuchenden Motors, werden diese nacheinander variiert und für jede Variation eine Ladungswechselrechnung durchgeführt. Der Wert des variierten Parameters, der die günstigsten Betriebswerte liefert, wird festgehalten. Da die allgemein anzustrebenden Teilziele, maximale Leistung und minimaler Kraftstoffverbrauch in enger Wechselbeziehung miteinander stehen und erfahrungsgemäß keinesfalls durch die alleinige Variation eines Parameters zu erreichen sind, wird anschließend überprüft, wie sich nun eine Variation der vorher verbesserten Parameter auf den Systemzustand auswirkt. Die Abhängigkeit der Parameter untereinander macht ein wiederholtes gegenseitiges Abstimmen erforderlich. Wie die Ausführungen zeigen, ist bei den komplexen Zusammenhängen eine Verbesserung der Betriebswerte nur dann nicht zufällig und mit Erfolg möglich, wenn eine quantitative gasdynamische Analyse durchgeführt werden kann. Zu Beginn wird der Liefergrad als Funktion der Saugschlitzöffnungs-dauer bzw. der Einlaßschlitzhöhe ermittelt. Bild 3.3-3 zeigt die Ergebnisse der Rechnungen - den Verlauf des Liefergrades in Abhängigkeit von der Einlaßöffnungshöhe.

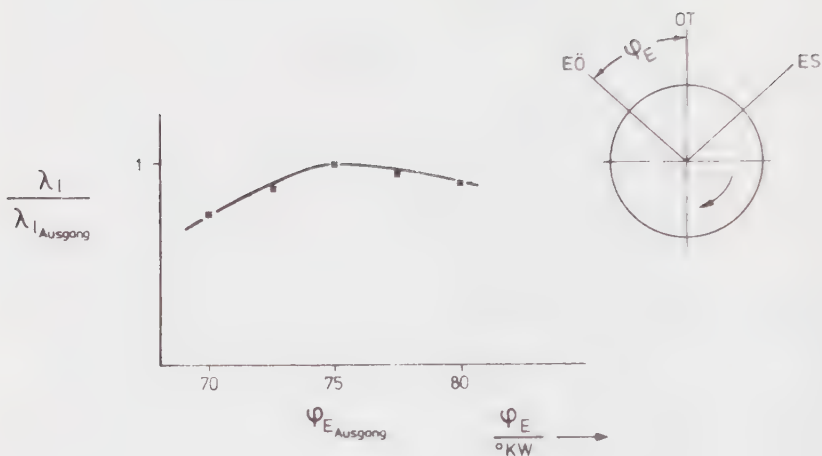


Bild 3.3-3: Liefergrad als Funktion Einlaßöffnungshöhe

Es ist nur eine kaum merkliche Verbesserung des Liefergrades durch die Variation dieses Parameters zu erreichen. Mit der Einlaßschlitzhöhe, für die die Ladungswechselrechnung den maximalen Liefergrad ausweist, erfolgt im nächsten Schritt eine Abstimmung des Saugrohres. Eine günstige Saugrohrlänge, die die Forderung kein Rückströmen der Kurbelkastenladung kurz vor ES weitgehend erfüllt, ist mit Gleichung (2.2-22) leicht anzugeben.

Die Abstimmung der Höhen der Überström- und Auslaßöffnungen stellt aufgrund des engen Zusammenwirkens dieser Parameter untereinander und mit anderen Komponenten des Systems ein sehr diffiziles Problem dar. Praktische Überlegungen schränken die Variationsmöglichkeiten dabei stark ein. Bei luftgekühlten Motoren ist es z.B. kaum möglich, Verbreiterungen der Öffnungen im Zylinder vorzunehmen, weil damit Schwierigkeiten verbunden sind, die die Motorkühlung, die Schmierung

und auch die Festigkeit betreffen. Es bleibt gewöhnlich nur die Möglichkeit einer Variation der Höhe der Überström- und Auslaßöffnung. Einen ersten Hinweis auf eine geeignete Dimensionierung der Überström- und Auslaßöffnungen geben Richtung und Betrag der Teilchengeschwindigkeit im Überströmkanal. Eine möglichst hohe und positive Teilchengeschwindigkeit in der Überströmphase ist für eine erfolgreiche Spülung und Füllung des Zylinders zu fordern. Vor allem muß ein Rückströmen des Frischgemisches in der zweiten Hälfte der Überströmphase von UT bis ÜS vermieden werden (Bild 3.3-4, Kurve b). Starkes Rückströmen in den Kurbelkasten bedeutet einen Zeitverlust, der besser zum Durchlaß von Frischgemisch zur Spülung und Füllung des Zylinders genutzt werden könnte. Eine positive Teilchengeschwindigkeit vor ÜS und ein Druckausgleich zwischen Kurbelkasten und Zylinder sind Kriterien für eine günstige Überströmöffnungshöhe. Einem anfänglichen starken Rückströmen der Verbrennungsgase in den Kurbelkasten kann durch eine Verkleinerung der Überströmöffnungshöhe begegnet werden, was jedoch auch eine Verringerung der Durchflußkapazität zur Folge hat. Zusätzlich kann durch die verkürzte Öffnungsdauer der Überströmschlitzes der Ladungswechsel des Zylinders schon bei einem Druck im Kurbelkasten abgebrochen werden, der größer ist als der Zylinderdruck. Eine vorhandene Druckdifferenz zwischen Kurbelkasten und Zylinder wird dann zur Spülung nicht genutzt (Bild 3.3-4, Kurve c).

Eine andere Möglichkeit ein Rückströmen zu verringern ist die Vergrößerung der Auslaßöffnungshöhe. Das Arbeitsgas im Zylinder kann sich in der verlängerten Zeitspanne von AÜ bis ÜÜ tiefer entspannen, so daß das unter geringem Überdruck stehende Frischgemisch sogleich nach ÜÜ in den Zylinder einströmen kann. Beim Kompressionshub wird jedoch der Auslaßschlitz um den gleichen Winkel, um den er beim Expansionshub früher öffnet, auch später geschlossen. Dies wiederum läßt einen unerwünschten erhöhten Verlust von Frischladung durch Ausströmen von Frischgemisch in das Auspuffsystem vor AS erwarten, ist die Ursache für eine hohe Kohlenwasserstoffemission und ist zusätzlich mit einer Verminderung des effektiven Nutzhubes verbunden.

Zur Lösung dieses mit widersprüchlichen Forderungen behafteten Problems ist die Überströmöffnungshöhe so zu bestimmen, daß kein Rückströmen in den Kurbelkasten vor ÜS auftritt und die Druckdifferenz zwischen Kurbelkasten und Zylinder voll zur Spülung und Ladung des Zylinders ausgenutzt wird (Bild 3.3-4, Kurve a).

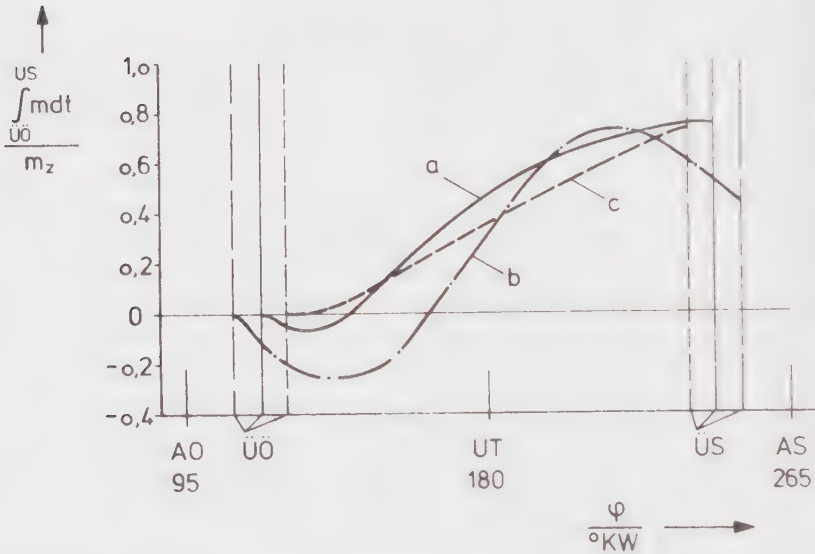


Bild 3.3-4: Variation der Überströmöffnungshöhe

- a) günstige Höhe
- b) Höhe zu groß, starkes Rückströmen nach ÜÜ und vor ÜS
- c) Höhe zu klein, kein Druckausgleich bei ÜS

Durch eine Feinabstimmung der Höhen der Überström- und Auslaßöffnungen werden in einem nächsten Schritt die Schlitze für einen maximalen Massendurchsatz ausgelegt, ohne dabei die Verluste, die durch das Ausströmen von Frischgemisch auftreten, zu berücksichtigen. Nachdem

die Höhen der Überström- und Auslaßöffnungen gefunden sind, kann durch eine anschließende Abstimmung des Auslaßsystems mehr Frischgas im Zylinder zurückbehalten und damit die Verluste durch den Nachauslaß wieder verringert werden.

Die richtige Bemessung der Abgasleitung verspricht dabei noch eine wesentliche Liefergradverbesserung, weil hier kräftige Druckwellen und damit auch Saugwellen zur Unterstützung des Ladungswechsels genutzt werden können. Daher kommt der Entwicklung des Auspuffsystems eine besondere Bedeutung zu.

Die Wellenlaufzeit, die Zeit in der eine vorlaufende Druckwelle den Weg bis zur Reflexionswand und die von dort zurücklaufende Welle dieselbe Weglänge bis zum Beobachtungspunkt zurückgelegt hat, ist von der Rohrlänge und der mittleren Schallgeschwindigkeit abhängig. Eine Abschätzung der Wellenlaufzeit ist mit Gleichung (2.2-22) möglich. Soll bei AÖ eine Saugwelle eintreffen, so kann umgekehrt eine entsprechende Länge der Abgasleitung ermittelt werden.

Bild 3.3-5 zeigt den Graphen der berechneten Vektorfunktion an der Stelle M 3 in der auf $l_{IV} = 0.8 \text{ m}$ verlängerten Abgasleitung.

Die Auswirkungen der Verlängerung der Abgasleitung um 0.5 m sind in den Zustandsverläufen gut zu erkennen. Wie erwünscht trifft bei AÖ eine ausgeprägte Saugwelle ein (Pfeil 1). In der Spülperiode ist der Druckverlauf aber weiterhin ungünstig. Die Druckwelle vor UT (Pfeil 2) behindert den Ausströmvorgang, wie der starke Abfall der Teilchengeschwindigkeit ausweist (Pfeil 3).

Bild 3.3-6 zeigt an der Stelle Z 2 die Aufteilung der Druck- und Geschwindigkeitsverläufe in ihre vor- und rücklaufenden Anteile.

Diesem Bild ist zu entnehmen, daß hauptsächlich die erwünschte Saugwelle bei AÖ (Pfeil 1) die Ursache für den ungünstigen Druckverlauf in der Spülphase ist. Die Reflexion dieser Saugwelle trifft vor UT als Druckwelle (Pfeil 2) an der Stelle Z 2 ein und ist mit einem negativen Geschwindigkeitsanteil verbunden (Pfeil 3).

Das bedeutet, daß zur weiteren Verbesserung des Ladungswechsels eine deutliche Druckabsenkung in der Spülperiode anzustreben ist.

Soll die Saugwelle bei AÖ dabei erhalten bleiben, darf die Länge der Abgasleitung nicht verändert werden.

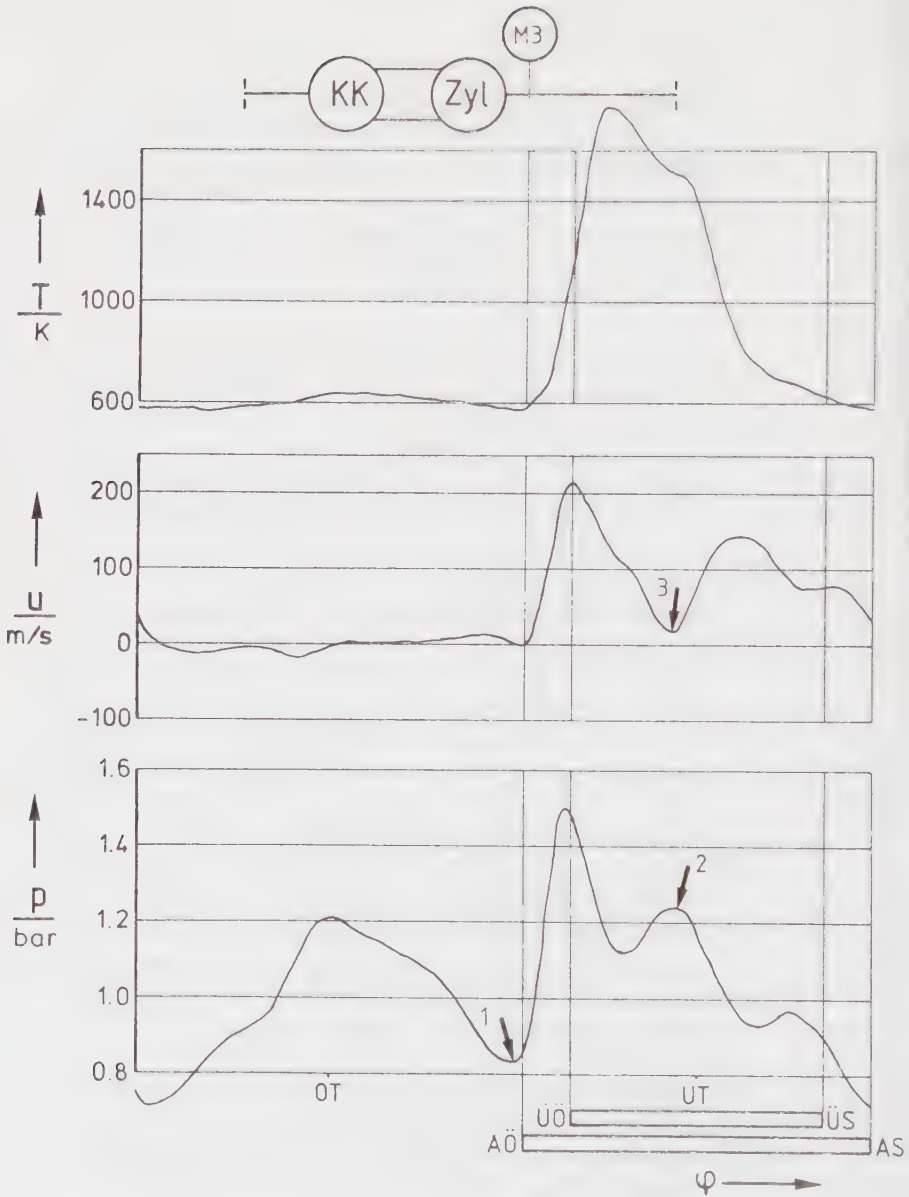


Bild 3.3-5: Zustandsverlauf an der Stelle M 3 (0,8 m lange Abgasleitung)

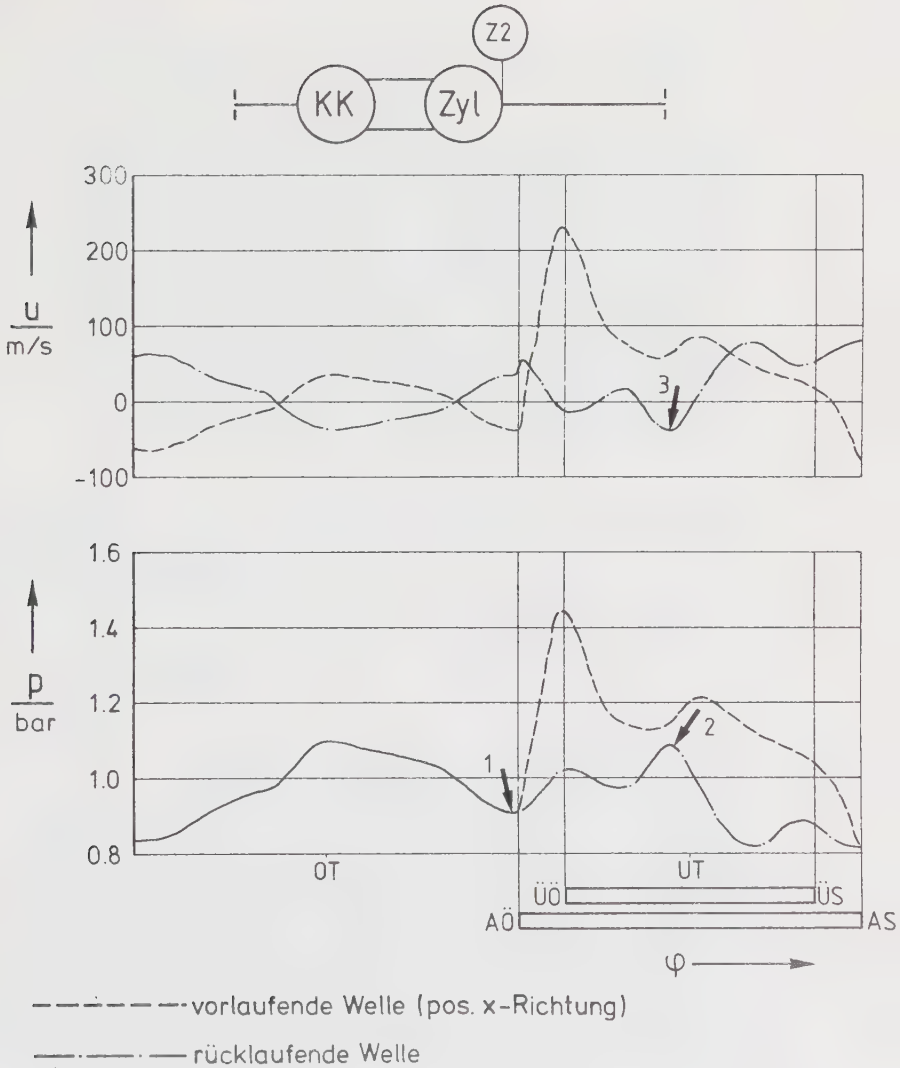


Bild 3.3-6: Aufteilung des Zustandsverlaufes an der Stelle Z 2
(0,8 m lange Abgasleitung)

Es besteht dann nur noch die Möglichkeit, den Druckverlauf in der Spülphase durch den Einbau einer konischen Rohrerweiterung, einem Diffusor, zu verbessern. In einem solchen Diffusor wird die Amplitude des Vorauslaßstoßes verkleinert, wobei gleichzeitig Saugwellen in die vor dem Diffusor befindliche Abgasleitung zurücklaufen. Die Länge des zylindrischen Rohrstückes vor dem Diffusor soll dabei so abgestimmt sein, daß die Saugwirkung des Diffusors erst nach $\ddot{U}0$ einsetzt. Bei der vorgegebenen Wellenlaufzeit, nämlich der Zeit von $\ddot{A}0$ bis $\ddot{U}0$, kann eine entsprechende Länge des zylindrischen Rohrstückes mit der Gleichung (2.2-22) ermittelt werden. Die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchung führten zu dem in Bild 3.3-7 schematisch gezeigten Leitungssystem.

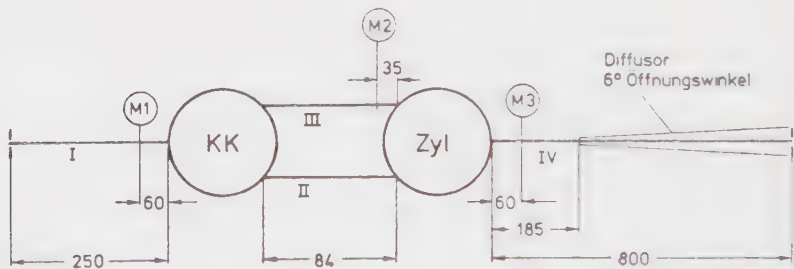


Bild 3.3-7: Struktur des geänderten Leitungssystems

Die folgenden Bilder zeigen das Ergebnis der Ladungswechselrechnung für das geänderte System. Eine deutliche Verbesserung der Ein- und Ausströmvorgänge, sowohl für den Kurbelkasten als auch für den Zylinder, ist aus dem Verlauf der Teilchengeschwindigkeit an den entsprechenden Stellen des Leitungssystems zu entnehmen. Die angestrebte Ausnutzung der stationären Strömungsvorgänge zur Unterstützung des Ladungswechsels wurde erreicht, wie auch der Druckverlauf im Zylinder und im Kurbelkasten ausweist.

Die Rechnungen wurden unter der Annahme durchgeführt, daß die von der momentanen Schlitzhöhe und von dem Druckverhältnis abhängigen Durchflußbeiwerte - über die gemessenen Bereiche der Schlitzhöhe

hinaus - bei einer Vergrößerung der Schlitzhöhe mit Gleichung (3.1-8) extrapoliert werden können.

Es erweist sich aber als sehr aufwendig und zugleich unsicher im Hinblick auf eine Zielannäherung, das Gesamtsystem durch vielfaches Probieren verschiedener Parameterkombinationen abzustimmen.

Wird statt einer tendenziellen Verbesserung ein genau definiertes Ziel wie z.B. Minimierung des Kraftstoffverbrauches bei gleichbleibender Leistung angestrebt, so ist dafür ein hohes Maß an Intuition, genaue Kenntnis des gasdynamischen Verhaltens und nach Möglichkeit ein Rechenbetrieb im Dialog ohne Bedarfseinschränkungen erforderlich. Diese Umstände haben letztlich zu der in Abschnitt 4 beschriebenen und angewandten Suchstrategie geführt.

In Tafel 3.3-1 sind die Leistung und der spezifische Kraftstoffverbrauch der abgestimmten Maschine im Vergleich mit der Ausgangsmaschine wiedergegeben.

	Leistung	spez. Verbrauch
Ausgangsmaschine	100 %	100 %
abgestimmte Maschine	113 %	102 %

Tafel 3.3-1: Vergleich von Leistung und Kraftstoffverbrauch

Die erzielte Leistungssteigerung ist nur auf die mit dem Programmsystem PROMOZ erzielten Ergebnisse zurückzuführen. Zustandsverläufe mit hohen Amplituden, vor allem im Auspuffrohr der Versuchsmaschine, zeigen, daß das benutzte, gegenüber linearen Methoden aufwendige Verfahren zur Berechnung der instationären Rohrströmung unbedingt erforderlich ist.

Der größere Aufwand muß dabei in Kauf genommen werden, da eine falsche Wiedergabe der Zustandsverläufe, bedingt durch eine akustische Berechnung der Rohrströmung, eine falsche Berechnung der Zustandsverläufe im Zylinder zur Folge hat und damit eine wirklichkeitsnahe Ermittlung der Motorkenngrößen nicht möglich ist.

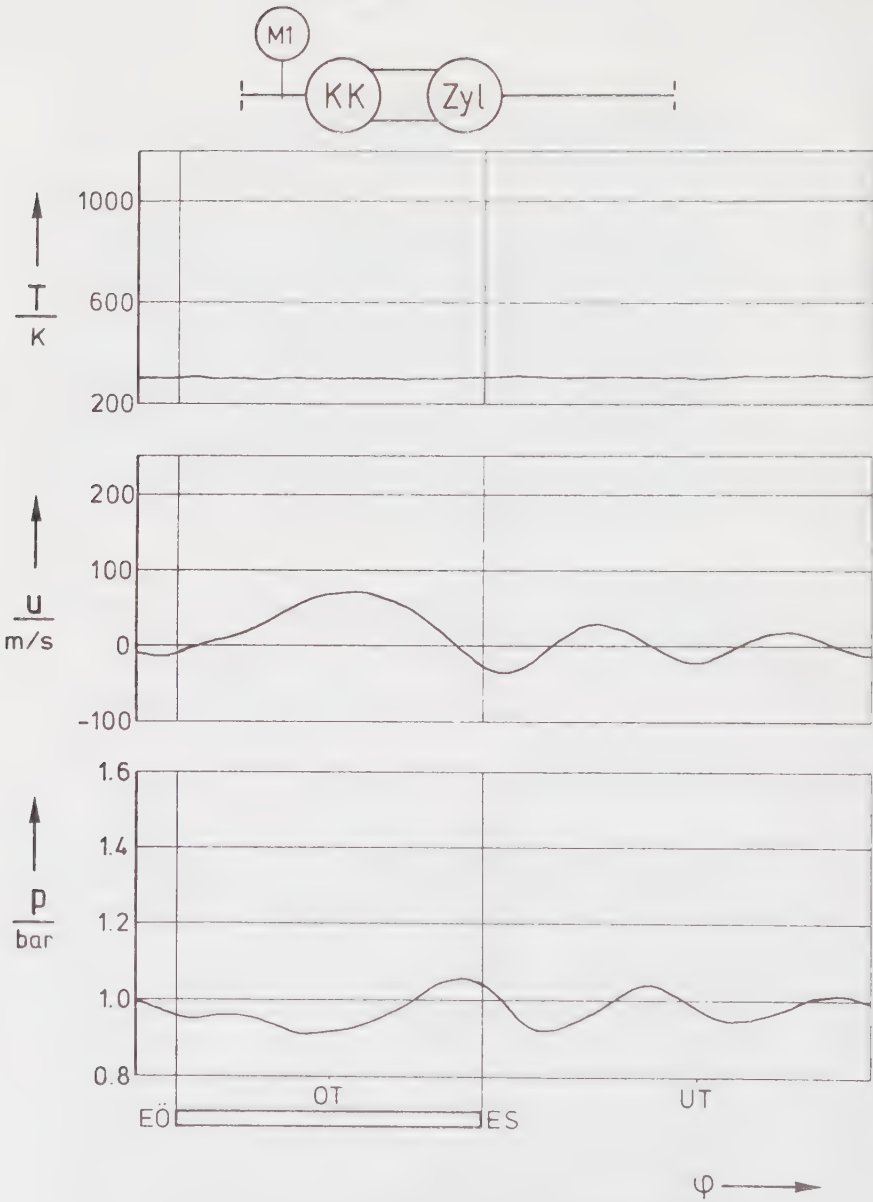


Bild 3.3-8: Zustandsverlauf an der Stelle M 1 (abgestimmtes System)

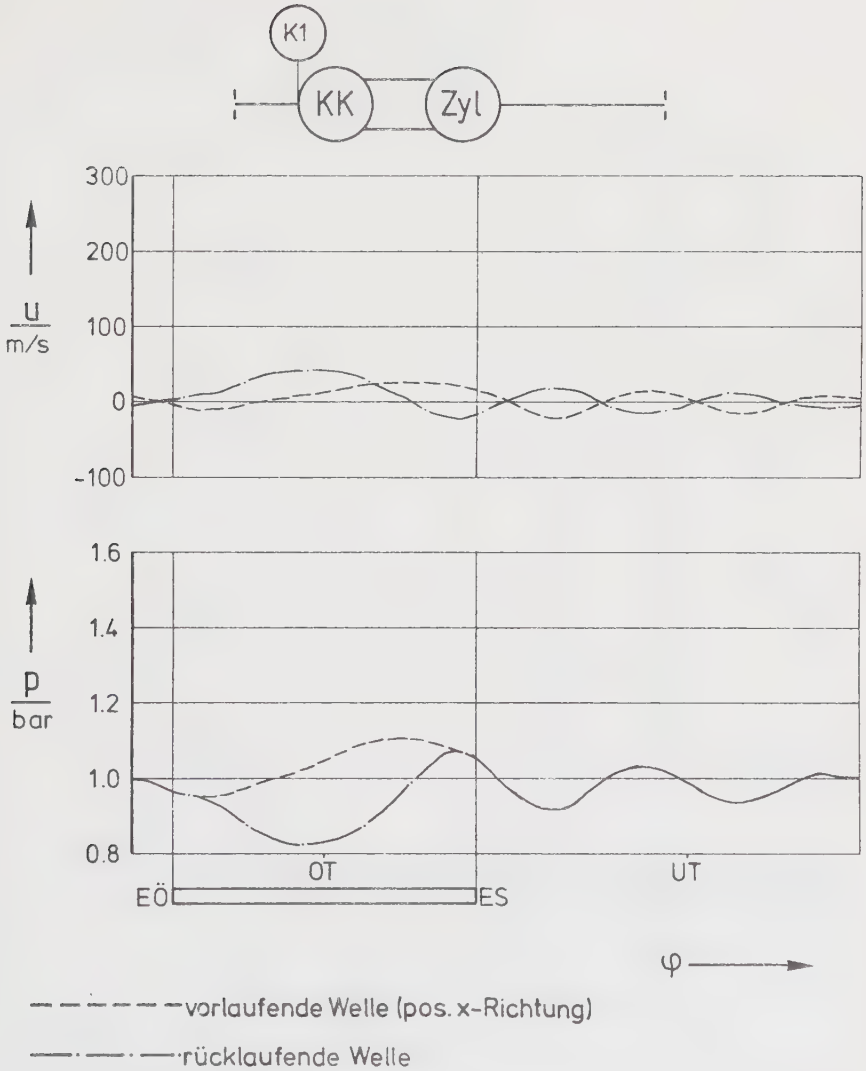


Bild 3.3-9: Aufteilung des Zustandsverlaufes an der Stelle K 1
(abgestimmtes System)

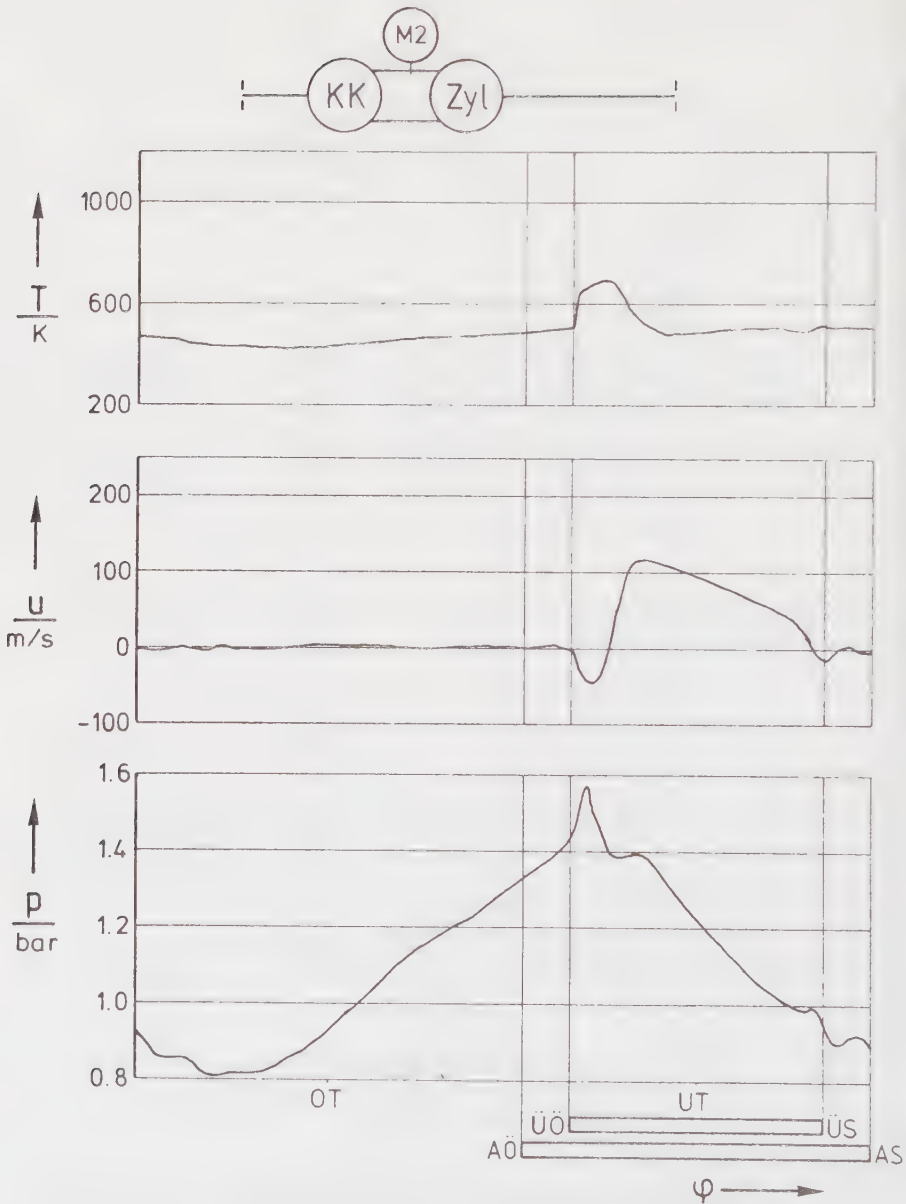


Bild 3.3-10: Zustandsverlauf an der Stelle M 2 (abgestimmtes System)

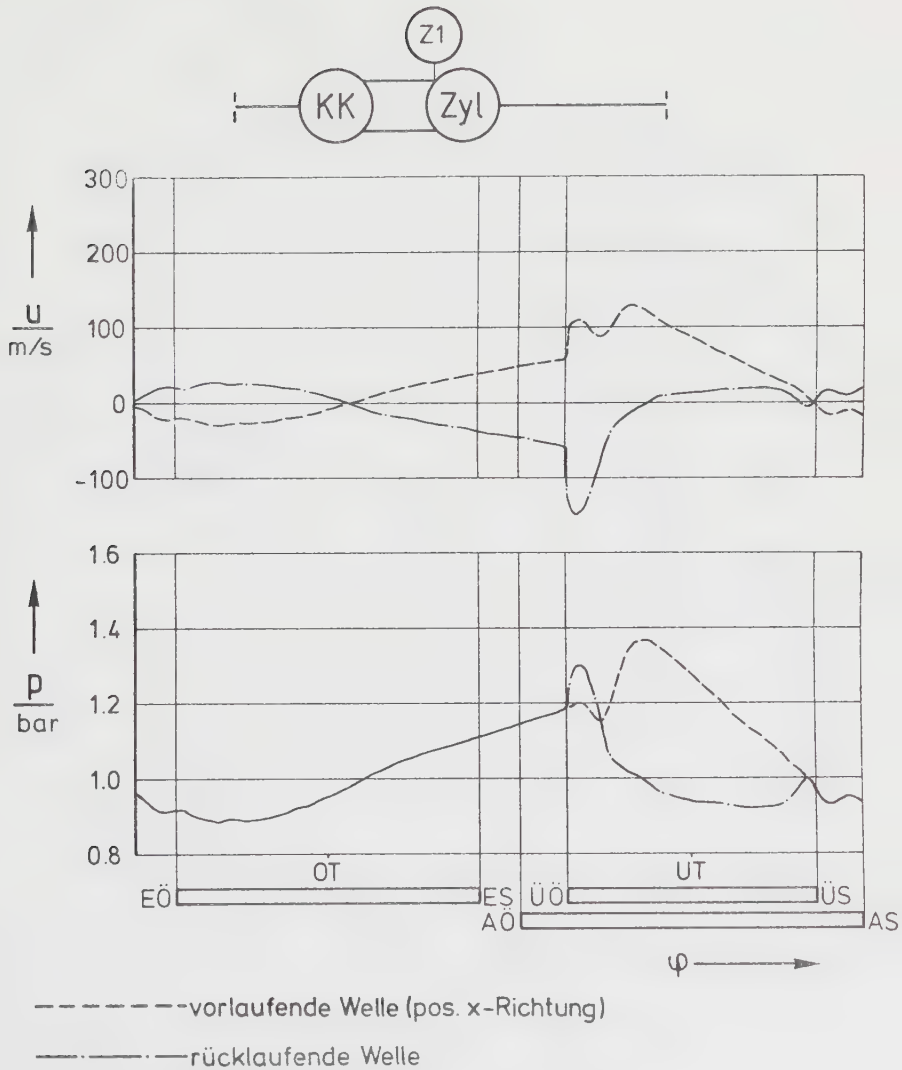


Bild 3.3-11: Aufteilung des Zustandsverlaufes an der Stelle Z 1
(abgestimmtes System)

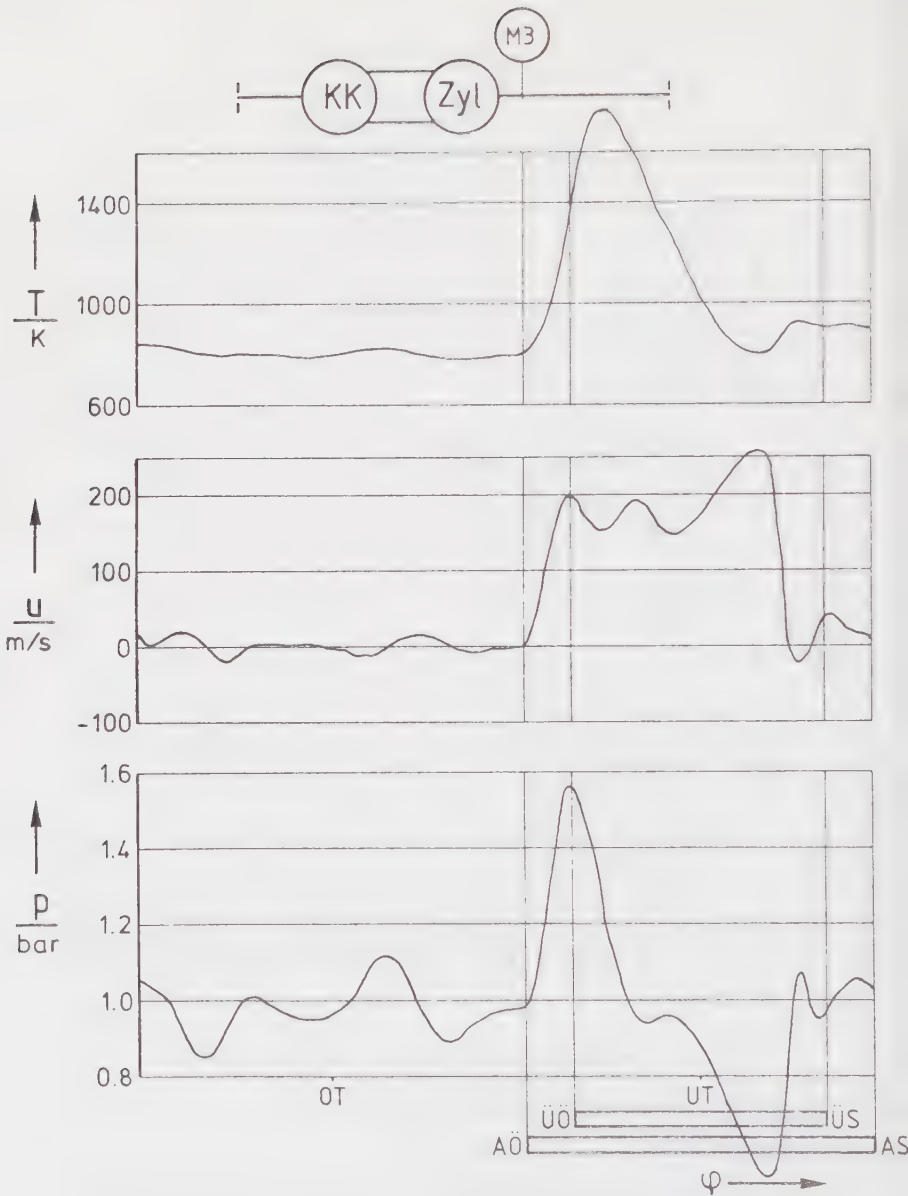


Bild 3.3-12: Zustandsverlauf an der Stelle M 3 (abgestimmtes System)

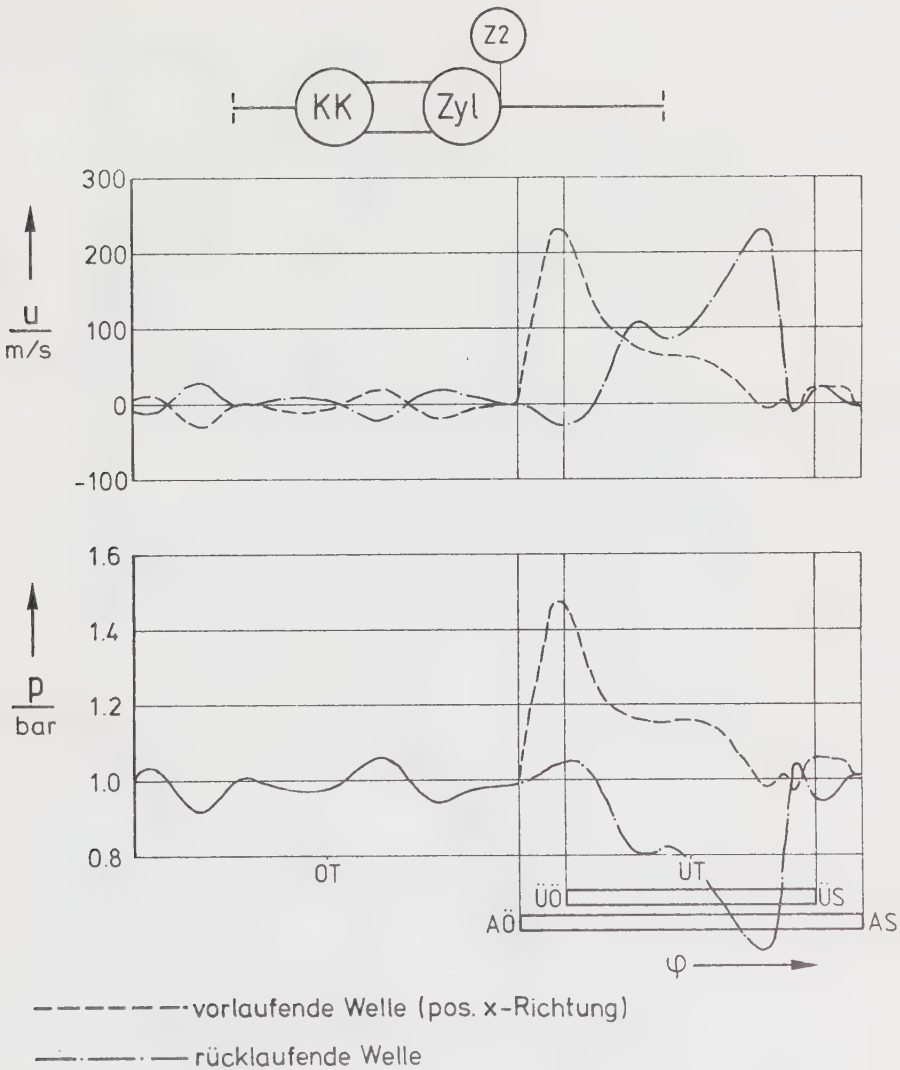


Bild 3.3-13: Aufteilung des Zustandsverlaufes an der Stelle Z 2
(abgestimmtes System)

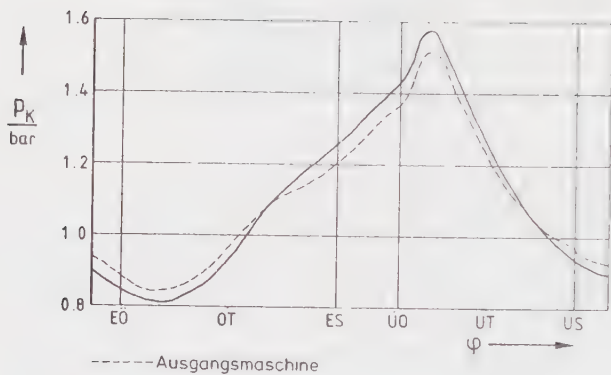


Bild 3.3-14: Druckverlauf im Kurbelkasten (abgestimmtes System)

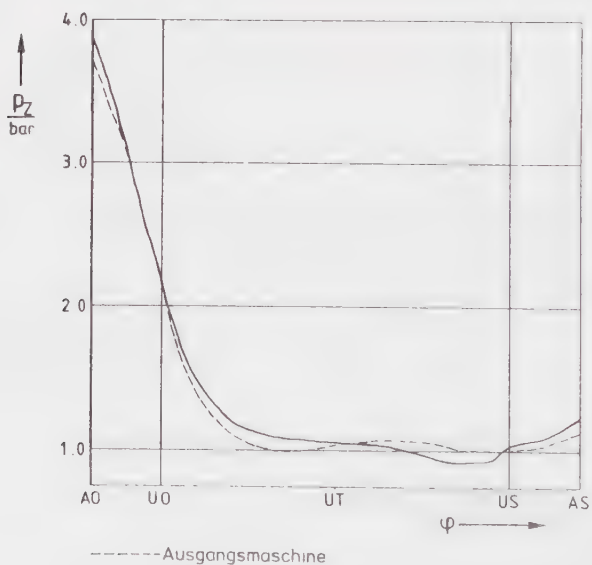


Bild 3.3-15: Druckverlauf im Zylinder (abgestimmtes System)

3.4 Einbau eines Drehschiebers

Bei Zweitaktmotoren mit kolbengesteuerten Schlitzen öffnet während des Expansionshubes die Kolbenoberkante zuerst den Auslaßschlitz. Das Arbeitsgas im Zylinder kann sich dadurch bis zum Öffnen der Überströmschlitze durch den Vorauslaß entspannen, so daß das in den Überströmkänen unter geringem Überdruck stehende Frischgemisch ein zu starkes Rückschlagen der Abgase in die Überströmkäne verhindert. Für eine Spülung des Zylinderraumes muß also die Auslaßschlitzhöhe größer sein als die Höhe der Überströmschlitze.

Infolge der Einfachheit der Konfiguration der schlitzgesteuerten Zweitaktmotoren erfolgt das Öffnen und Schließen symmetrisch zum unteren Totpunkt (Bild 3.1-1). So schließen beim Kompressionshub zwangsläufig zuerst die Überströmschlitze und um den gleichen Winkel, um den der Auslaßschlitz früher als die Überströmschlitze öffnet, muß er später schließen. Das hat jedoch zur Folge, daß nach Abschluß der Überströmschlitze ein Teil der Frischladung durch den Nachauslaß verloren geht.

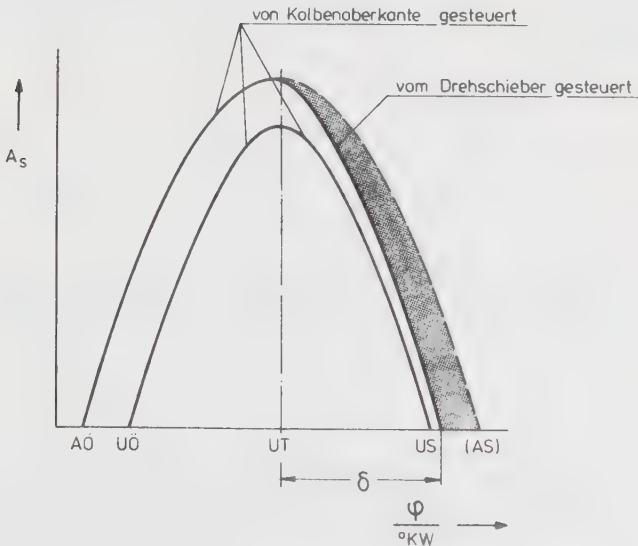


Bild 3.4-1: Schlitzquerschnitt bei Einbau eines Drehschiebers

Die schädliche Auswirkung der Schlitzsteuerung allein durch den Kolben kann durch eine unsymmetrische Gestaltung des Steuerdiagramms vermieden werden.

Bei langsamlaufenden Großmotoren hat sich dafür die Anwendung eines sogenannten Abgasdrehchiebers bewährt /55/. Durch den Einbau des zusätzlichen Steuerorgans wird bei Großmotoren außerdem eine Nachladung und damit eine Leistungssteigerung erzielt. Bild 3.4-2 zeigt ein Schema eines Abgasdrehchiebers und das dazugehörige Steuerdiagramm.

Hinweise für die Dimensionierung des Drehchiebers lassen sich aus seiner zu erfüllenden Funktion herleiten. Theoretisch ist ein schlagartiger Abschluß der Auspuffleitung bei ÜS zu fordern, der bis AS anhält. Da ein derartiger Abschluß in der Praxis nicht ohne weiteres zu verwirklichen ist, muß ein Kompromiß gefunden werden, bei dem der Schließvorgang schon vor ÜS beginnt und der mit dem völligen Abschluß der Auspuffleitung erst nach ÜS beendet wird. Die Vorteile, wie Nachladewirkung und kein Ausströmen von Frischgasen, die durch den frühen Abschluß der Auspuffleitung erzielt werden, müssen dabei den Nachteil überwiegen, der durch die störende Einwirkung des Drehchiebers auf die Spülung zu erwarten ist. Nach /56/ lassen sich die genannten Forderungen erfüllen, wenn die beiden folgenden Bedingungen eingehalten werden:

1. In der Kurbelwinkelstellung AS muß der Schieber den Querschnitt der Auspuffleitung noch voll abschließen.
2. Im unteren Totpunkt kann der Schieber mit dem Abschließen des Auspuffquerschnitts beginnen.

Erfolgt der Antrieb des Drehchiebers von der Kurbelwelle mittels eines Zahnriemens, so daß der Schieber mit Kurbelwellendrehzahl umläuft, läßt sich die erste Bedingung aus Bild 3.4-2 ablesen:

$$\beta = \phi_A - \delta, \quad (3.4-1)$$

wobei der Winkel δ den Punkt angibt, in dem der Abschluß des Auspuffquerschnitts beendet ist. Für den Mittelpunktswinkel des Dreh-

schiebers ergibt sich aus beiden Bedingungen:

$$\gamma + \beta = \phi_A \quad (3.4-2)$$

Der Winkel δ ist demnach

$$\gamma = \delta \quad (3.4-3)$$

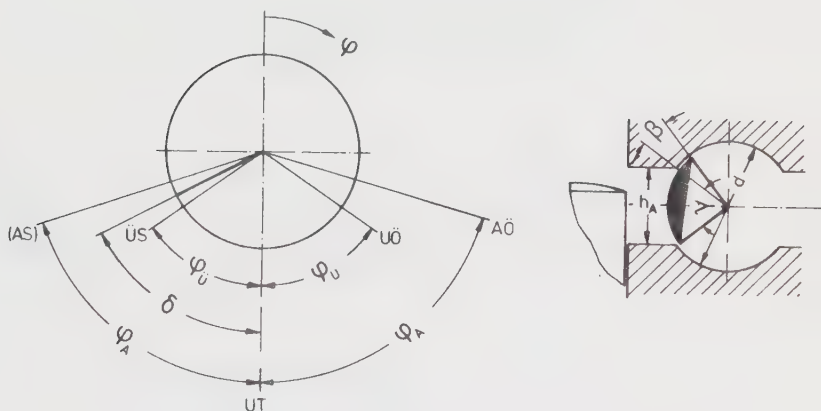


Bild 3.4-2: Schema des Abgasdrehtriebsmechanismus

Mit Gleichung 3.4-3 läßt sich für den Durchmesser des Drehschiebers die Abhängigkeit vom Winkel δ herleiten:

$$d = \frac{h_A}{\sin \delta/2} \quad (3.4-4)$$

Der Schließwinkel δ des Drehschiebers ist nun so festzustellen, daß für den gemischgespülten Zweitaktmotor der Kraftstoffverbrauch durch eine Rückfüllung des Zylinders mit schon ausgeströmtem Frischgemisch

merklich gesenkt wird, ohne damit die Spülung negativ zu beeinflussen.

Eine direkte rechnerische Bestimmung des optimalen Schließwinkels δ ist nicht möglich. Die Ergebnisse der Rechnungen, in denen der Schließwinkel δ im Bereich

$$\phi_U < \delta < \phi_A$$

variiert wird, lassen jedoch den Verlauf der Ladungswechselkenngrößen in Abhängigkeit vom Schließwinkel δ erkennen.

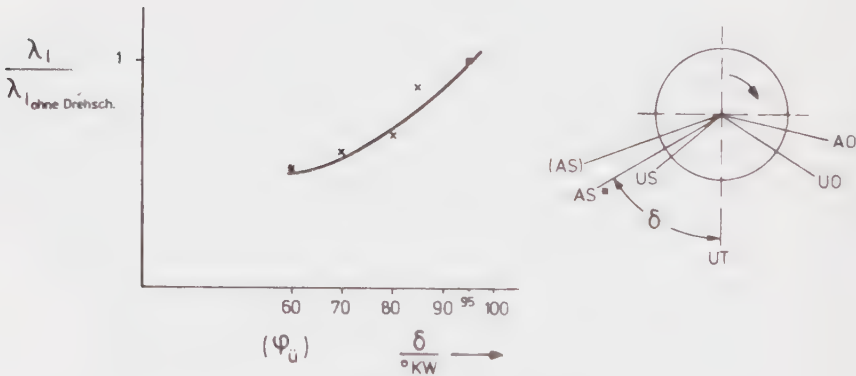


Bild 3.4-3: Liefergrad als Funktion des Schließwinkels

Bei diesen Rechnungen geht es darum Tendenzen aufzuzeigen. Quantitative Aussagen sind wegen der Einbeziehung von geschätzten Durchflußbeiwerten für die zusammengefaßte Drosselstelle "Auslaßschlitz-Abgasdrehchieber" nicht möglich. Wie in Bild 3.4-3 gezeigt, ist eine Verbesserung des Ladungswechsels dieses Motors durch den Einbau eines Abgasdrehchiebers nicht zu erreichen. Der Ausströmvorgang wird mit Einsetzen der Wirkung des Drehchiebers im unteren

Totpunkt behindert und damit der Spülvorgang beträchtlich gestört. Durch die relativ hohe Motordrehzahl wird der kurze Zeitabschnitt, der zur Spülung zur Verfügung steht, nochmals verkürzt, da die Spülung erst dann beginnt, wenn das nach Öffnen des Überströmschlitzes in die Überströmkänäle zurückgeströmte Restgas wieder in den Zylinderraum gelangt ist.

Nur bei Motordrehzahlen $n < 30 \text{ s}^{-1}$ übertrifft die Wirkung eines Abgasdrehsehiebers hinsichtlich der Betriebswerte des Motors die eines abgestimmten Systems, mit dem die schädlichen Auswirkungen des Nachauslasses verhindert werden können. Außerdem wird bei Betrachtung des erforderlichen Bauaufwandes für eine Drehschiebersteuerung der Vorteil des außerordentlich einfachen Aufbaues schnellaufender Zweitaktmotoren zum Teil verloren gehen.

4 Numerische Optimierung

Abschnitt 3 stellte Ergebnisse vor, die mit dem Programmsystem PROMOZ errechnet wurden. Damit sind die Anwendungsmöglichkeiten des Programmsystems aber nicht erschöpft. Vielmehr stellt es eine wertvolle Hilfe bei der Lösung verschiedenartiger Probleme im Verbrennungsmaschinenbau dar:

Der Motorkonstrukteur erhält Daten für die Auslegung.

Versuchsreihen an Motoren können eingeschränkt bzw. gezielter durchgeführt werden.

Der Einfluß eines konstruktiven Parameters läßt sich durch eine Rechnung einfacher, schneller und genauer feststellen, da im Experiment die möglichst freie Einstellung eines Parameters unter Umständen nicht gegeben ist.

Hat man die Vielzahl der konstruktiven Parameter vor Augen, die die Güte eines Verbrennungsmotors beeinflussen, so ergibt sich eine weitere interessante Anwendungsmöglichkeit des Programmsystems. Ein systematisches Untersuchen aller möglichen Systemzustände wird bei Berücksichtigung aller Parameter zu aufwendig, wahlloses Durchprobieren verschiedener Kombinationen zu unsicher im Hinblick auf das Ergebnis. Wesentlich wirksamer müßte ein Vorgehen sein, das die jeweils vorhandenen Informationen über vorhergegangene Versuche planmäßig ausnutzt. Da das mathematische Modell des Verbrennungsmotors mit dem Programmsystem PROMOZ vorliegt, bietet sich hier die mathematische Optimierung an. An Stelle von Experimenten tritt die planmäßige Variation der konstruktiven Parameter in dem später beschriebenen Parameter-Optimierungsverfahren.

Im folgenden soll eine theoretische Darstellung der allgemeinen Aufgabe der Parameteroptimierung gegeben werden, die sich an die in /57/ wiedergegebene grundlegende Darstellung der mathematischen Optimierungsverfahren anlehnt.

Gegeben seien

$$q : D_0 \rightarrow \mathbb{R} \quad D_0 \subseteq \mathbb{R}^n \quad (4-1)$$

$$\theta_j : D_j \rightarrow \mathbb{R} \quad j = 1, \dots, m \quad D_j \in \mathbb{R}^n \quad (4-2)$$

mit der Bedeutung

q	Zielfunktion
D_j	Definitionsbereich der Nebenbedingungen
D_0	Definitionsbereich der Zielfunktion; $D_0 \subset \bigcap_{i=1}^m D_j$
θ_j	Nebenbedingungen, $j = 1, \dots, m$
$\underline{x} \in D_0$	Entwurfsparemeter

Gesucht ist ein Optimalvektor $\underline{x}^+$ mit

$$q(\underline{x}^+) = \min \{q(\underline{x}) : \forall j = 1, \dots, m; \theta_j(\underline{x}) \geq 0\} \quad (4-3)$$

$\underline{x} \in D_0$

Die als Zielfunktion bezeichnete abhängige Variable q stellt ein quantitatives Gütekriterium dar, mit dem die eine Lösung als besser, die andere als schlechter klassifiziert werden kann.

Die Bestimmung des Minimums bedeutet keine Einschränkung, da man Maximierungsaufgaben aufgrund der Beziehung:

$$\max \{q(\underline{x})\} = - \min \{-q(\underline{x})\} \quad (4-4)$$

in die Form (4-3) bringen kann.

Einschränkungen ergeben sich aber insofern, als die konstruktiven Parameter nicht immer beliebig gewählt werden können. Man nennt diese Einschränkungen Nebenbedingungen oder Restriktionen.

Die Punktmenge

$$G = \{\underline{x} \in \bigcap_{j=1}^m D_j : \forall j \in (1, \dots, m) \theta_j(\underline{x}) \geq 0\} \quad (4-5)$$

wird als zulässiges Gebiet bezeichnet, $\underline{x} \in G$ als ein zulässiger Punkt.

$$R = \{ \underline{x} \in \bigcup_{j=1}^m D_j : \exists j \in (1, \dots, m) \quad \theta_j(\underline{x}) = 0 \} \quad (4-6)$$

wird als Rand von G bezeichnet, entsprechend sollen $\underline{x} \in R$ Randpunkte heißen.

Für naturwissenschaftlich-technische Optimierungsaufgaben ist charakteristisch, daß das gesuchte globale Extremum in der Regel ein Randpunkt ist.

Zur Lösung von Aufgaben der Parameteroptimierung mit Nebenbedingungen sind die Verfahren der Straffunktionen entwickelt worden. Eine allgemeine Behandlung der Nebenbedingungen ist für den vorgeseherten Anwendungsfall, Optimierung der gasdynamischen Einflußgrößen eines Zweitaktmotors, nicht erforderlich. In diesem Spezialfall werden die Entwurfsparameter auf Intervalle beschränkt. Diese Form der Restriktionen läßt sich einfach behandeln, wenn man fordert, daß die Intervallgrenzen nicht überschritten werden dürfen. Variationen des Entwurfsvektors, die aus dem zulässigen Gebiet herausführen, können dann von vornherein ausgeschlossen werden.

Die hier gegebene abstrakte Darstellung der Optimierung wird in den folgenden Abschnitten durch die spezielle Aufgabenstellung der Motoroptimierung konkretisiert.

Als günstig hat sich für eine große Klasse praktischer Anwendungsfälle das Verfahren von Hooke und Jeeves erwiesen. Es zeichnet sich im einzelnen durch eine relativ einfache Handhabung aus, besitzt gute Konvergenzeigenschaften und gute numerische Stabilität. Die genannten Eigenschaften beruhen zu einem nicht geringen Teil auf der Tatsache, daß das Verfahren ohne die Berechnung von Ableitungen auskommt.

4.1 Strategie von Hooke und Jeeves

Das Verfahren von Hooke und Jeeves /58/ ist ursprünglich als automatische Experimentierstrategie entworfen worden und zählt zu den gradientenfreien Verfahren, auch direkte Suchverfahren genannt. Die hierunter eingeordneten Algorithmen sind in ihrer Vorgehensweise durch zwei Stufen gekennzeichnet. Zu jeder Iteration werden

in der ersten Phase, dem Tastzyklus, Variationen aller Entwurfsparameter vorgenommen. In der Annahme, daß die Verbindungslinie von Start- und Endpunkt des Tastzyklus eine besonders günstige Richtung anzeigt, wird in der zweiten Phase durch einen Extrapolationsschritt ein neuer Punkt gewonnen, der dann wieder der Variation der Parameter unterworfen wird. Die Extrapolation führt nicht unbedingt zu einer Verbesserung des Zielfunktionswertes. Erst der anschließende Tastzyklus gibt Aufschluß über den Erfolg der Iteration. In der Nähe des Minimums und an den Rändern, wenn durch große Variationen keine Verbesserungen mehr zu erwarten sind, bzw. laufend Bereichsüberschreitungen erfolgen, wird durch Verkleinerung der Schrittweite das Verfahren den Gegebenheiten angepaßt. Der Algorithmus wird abgebrochen, wenn die reduzierte Schrittweite kleiner als eine vorzugebende Schranke ist. Da beim Tastzyklus im wesentlichen nur Funktionswerte verglichen werden, ist dieses direkte Suchverfahren a priori stabil.

Der Ablauf des Verfahrens, insbesondere die Extrapolation, die Regeln zur Verkleinerung der Variationsschrittweite δ sowie die Konvergenzkriterien, sind aus den Flußdiagrammen (Bild 4.1-1 und Bild 4.1-2) zu ersehen.

Wegen der unproblematischen Rechentechnik hat das Verfahren von Hooke und Jeeves einen großen Anwendungsbereich gefunden. Es stellt sich allerdings als lokales Verfahren in dem Sinne dar, daß in der Nähe eines relativen Extremums rasche Konvergenz erfolgt, es jedoch kaum möglich ist, von dieser Stelle aus ein anderes, unter Umständen besseres, Extremum zu erreichen /57/. In solchen Fällen ist jedoch durch eine Modifikation des Problems zu erreichen, daß die Zielfunktion konvex wird und damit nur ein absolutes Extremum existiert. Allerdings ist es sehr schwierig, die Konvexität in der Praxis nachzuweisen. Durch die Vorgabe der Parameter des "abgestimmten Motors" als Elemente des Startvektors ist der Startpunkt stets in der Nähe des Optimums zu vermuten. Diese Eigenart des Problems rechtfertigt die Auswahl des Verfahrens von Hooke und Jeeves, da so mit geringem Rechenaufwand gute Ergebnisse erwartet werden können.

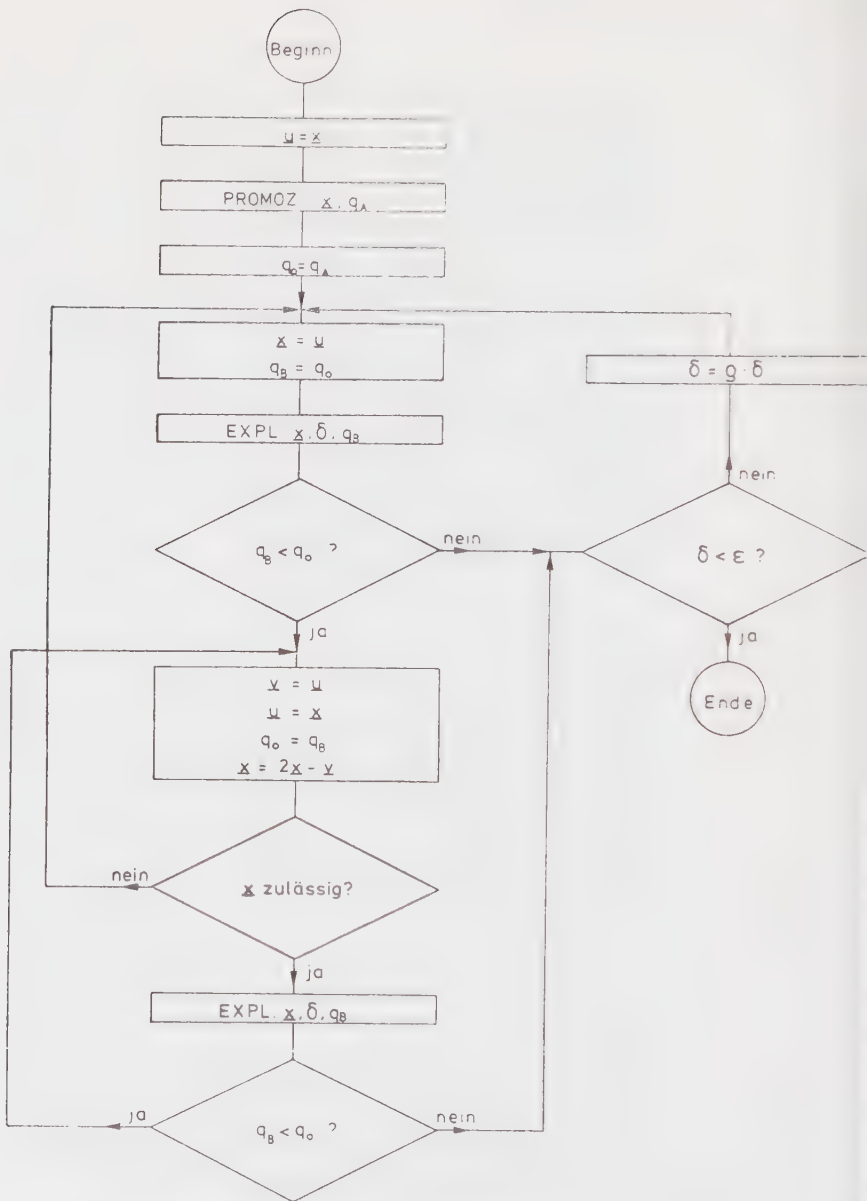


Bild 4.1-1: Verfahren von Hooke/Jeeves, Flußschema

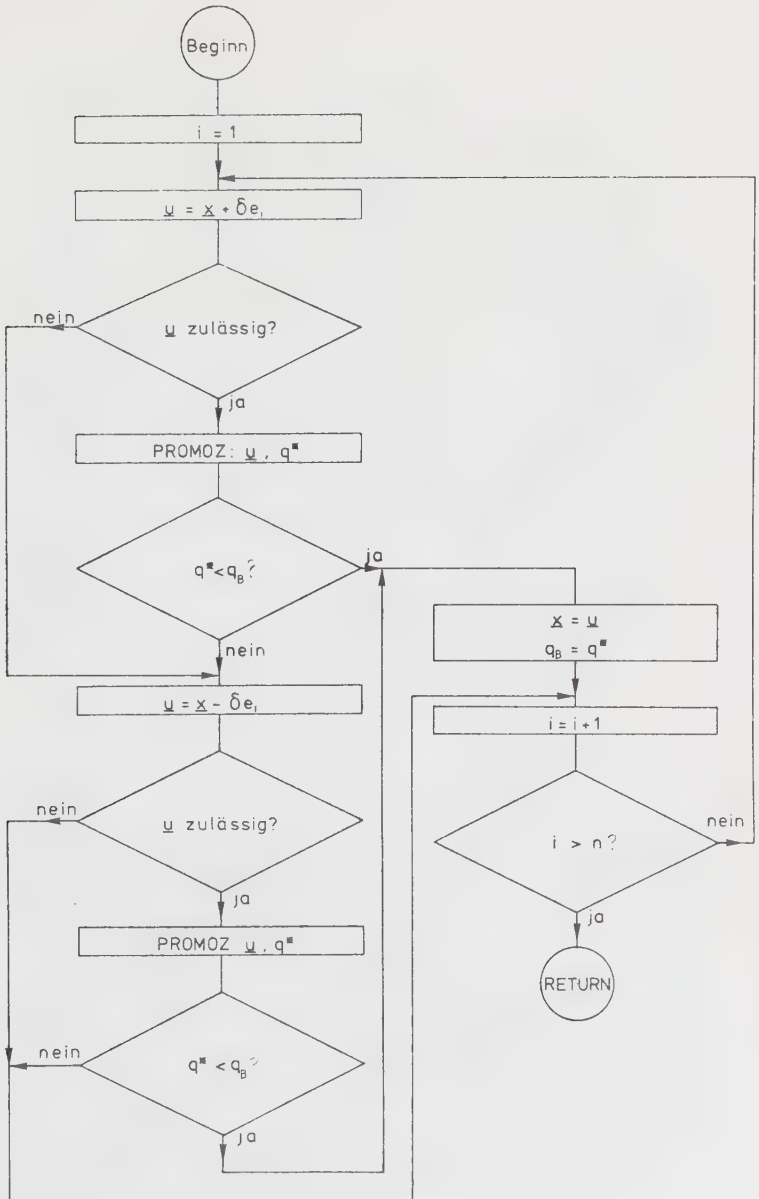


Bild 4.1-2: Unterprogramm EXPL (Hooke/Jeeves), Flußschema

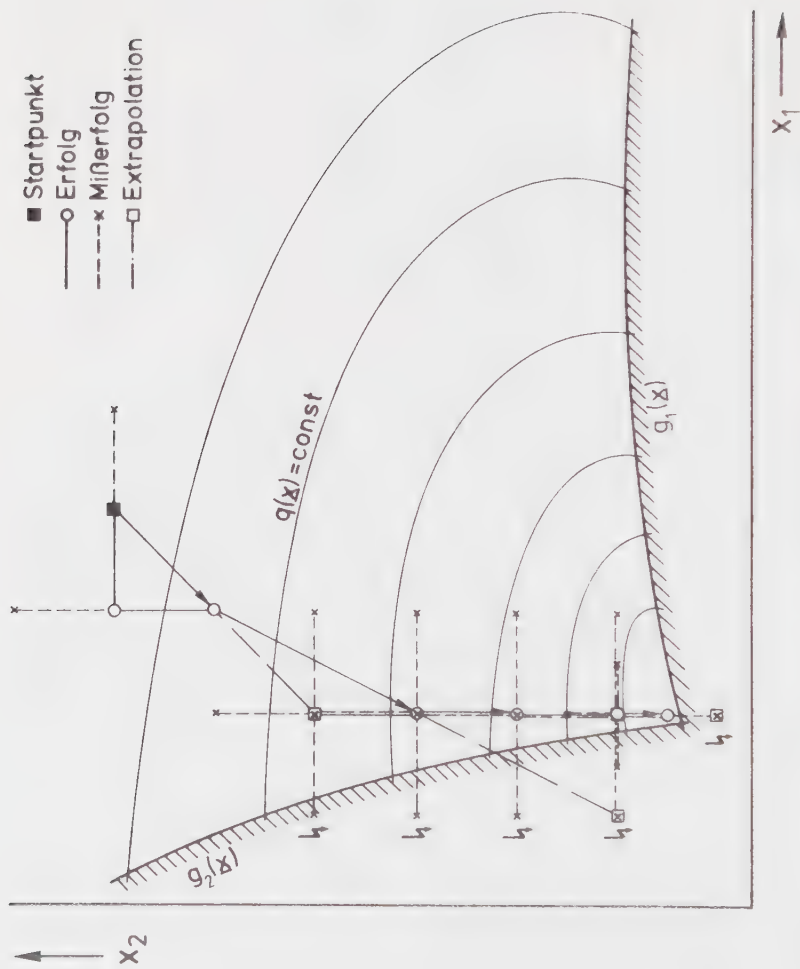


Bild 4.1-3: Mögliche Iterationsfolge des Hooke-Jeeves-Verfahrens (zweiparametrische Zielfunktion)

Die Zahl der Parameter, die den Zustand eines technischen Systems kennzeichnen, ist endlich. In einem Fall mit $n = 2$ unabhängigen Variablen kann der Verlauf der Iterationen anhand eines Diagramms veranschaulicht werden. Der Systemzustand wird als Punkt in der Ebene, der Zielfunktionswert als Höhe senkrecht darüber dargestellt. Man erhält ein dreidimensionales Gebirge, dessen Oberfläche die Zuordnung zwischen Zielfunktion und unabhängigen Variablen ausdrückt. Zur Vereinfachung der Darstellung projiziert man Schnittkurven des Gebirges mit parallelen, senkrecht zur Höhenkoordinate verlaufenden Ebenen auf die Zustandsebene und erhält so ein Höhenlinienbild der Zielfunktion. Aus dieser zweidimensionalen Projektion überträgt man Begriffe wie Gipfel, Tal und Höhenlinien auch auf den n - dimensionalen Fall, der sich der Anschaulichkeit entzieht. Bild 4.1-3 stellt eine mögliche Iterationsfolge für ein zweiparametrisches Problem dar. Mit Hilfe des Flußschemas sind die einzelnen Zyklen gut zu verfolgen.

In diesem Beispiel wurde an einigen Punkten die Zielfunktion mehrfach überprüft. Für Probleme mit $n > 2$ unabhängigen Variablen ist die mehrfache Überprüfung der Zielfunktion untypisch. /59/.

4.2 Numerische Optimierung gasdynamischer Einflußgrößen

Infolge der periodischen Ein- und Ausströmvorgänge am Zweitaktmotor werden Gasschwingungen angeregt, die starke Rückwirkungen auf den Ladungswechsel des Motors ausüben. Dadurch können die Kennfeldgrößen wie Leistung, Kraftstoffverbrauch und Abgastemperatur entscheidend beeinflusst werden. Um Leistungssteigerungen zu erzielen, muß die im Zylinder bei AÜ zur Verfügung stehende Energie mit gutem Wirkungsgrad zur Spülung und Aufladung verwendet werden. Dies gelingt durch ein auf den Motor abgestimmtes Leitungssystem, dessen Geometrie mit Hilfe des Programmsystems PROMOZ rechnerisch festgelegt werden kann.

Ziel dieser Arbeit ist es, neben der Entwicklung und Anwendung des Programmsystems PROMOZ eine numerische Optimierung gasdyna-

mischer Einflußgrößen zu zeigen.

Die Optimierung setzt ein quantitatives Kriterium voraus, mit dem das eine System als besser, das andere als schlechter klassifiziert werden kann. Die Leistung des Verbrennungsmotors kann in der heutigen Situation der zunehmend wachsenden Anforderungen an die Qualität der Abgase und der begrenzten Erdölreserven nicht allein als Gütekriterium gewählt werden. Vielmehr ist die Beachtung des übergeordneten Zusammenhanges zwischen Leistung, Energieverbrauch und Umweltbelastung unumgänglich. Eine Berechnung der Abgaszusammensetzung ist mit dem Programmsystem PROMOZ nicht möglich. Daher kann die Berücksichtigung der Schadstoffemission nur mittelbar über den Kraftstoffverbrauch in die Optimierungsaufgabe eingehen. Es werden also nur die sich widersprechenden Teilziele, maximale Leistung und minimaler Kraftstoffverbrauch, verfolgt. Um das eine oder andere Teilziel höher bewerten zu können und damit die Optimierung der jeweiligen Problemstellung anzupassen, werden die Einzelkriterien gewichtet. Die Gesamtbewertung ergibt sich dann als Summe der relativierten Einzelkriterien.

Die erreichbare Leistung ist von der Zylinderfüllung abhängig. Zur Kennzeichnung der Füllung dienen der Luftaufwand und der Liefergrad, die als Kenngrößen des Ladungswechsels für jedes Arbeitsspiel mit dem Programmsystem PROMOZ berechnet werden. Der Luftaufwand λ_a ist ein Maß für die dem Motor je Arbeitsspiel zugeführte Frischladung. Der Liefergrad λ_l gibt die im Zylinder nach Abschluß des Ladungswechsels verbleibende Frischladung an. Diese beiden Kenngrößen werden als Werturteil für den Kraftstoffverbrauch und die Leistung benutzt. Der Zielfunktionsansatz kann damit wie folgt formuliert werden:

$$q(\underline{x}) = a \lambda_a(\underline{x}) - b \lambda_l(\underline{x}); a, b > 0 \quad (4.2-1)$$

Die Elemente des Vektors $\underline{x}$ sind die Parameter des Systems, die die Zielfunktion beeinflussen. Um den Rechenaufwand in überschaubaren Grenzen zu halten, wurde eine Beschränkung auf folgende Para-

meter vorgenommen:

x_1 : Steuerwinkel AÖ	$\phi_{AÖ}$
x_2 : Steuerwinkel ÜÖ	$\phi_{ÜÖ}$
x_3 : Steuerwinkel EÖ	$\phi_{EÖ}$
x_4 : Verdichtungsverhältnis des Kurbelkastens	ϵ_K
x_5 : Länge des Saugrohres	l_I
x_6 : Länge des Überströmkanals	$l_{II} = l_{III}$
x_7 : Länge des Abgasrohres	l_{IV}

Da es sich um einen Motor mit symmetrischem Steuerdiagramm handelt, liegen mit der Angabe der Öffnungswinkel auch die Schließwinkel fest.

Bei der Variation der Parameter ergeben sich Einschränkungen, da die Parameter aus konstruktiven Gründen nicht beliebig gewählt werden können. Es müssen relevante Nebenbedingungen berücksichtigt werden, die zur Sicherung der Funktion und der Umsetzung der Ergebnisse in eine Konstruktion erforderlich sind. So ist für jeden Parameter eine untere und eine obere Grenze anzugeben. Diese Grenzen gehen in Form von Ungleichungen

$$\theta_{ui} < x_i < \theta_{oi} \quad (4.2-2)$$

in die Optimierungsrechnung ein.

Von der Arbeitsgruppe für Rechnerunterstütztes Konstruieren an der Ruhr-Universität Bochum ist das Programmsystem ASDO (Automatic System Design Optimization) /57/ zur Minimierung beliebiger Zielfunktionen unter nichtlinearen Nebenbedingungen entwickelt worden. Durch die Kopplung der Programmsysteme ASDO und PROMOZ wurde die Möglichkeit der numerischen Optimierung gasdynamischer Einflußgrößen geschaffen. PROMOZ wird hier zur Berechnung der Zielfunktion verwendet, ASDO variiert den Entwurfsvektor $\underline{x}$, der dann in PROMOZ eingeht (Bild 4.1-1 und Bild 4.1-2). Um den nachfolgenden protokollierten Ablauf der Optimierungsrechnung besser verfolgen zu können, wird die Optimierungsaufgabe in mathematischer Schreib-

weise wiederholt. Dabei werden einige wichtige Verfahrensgrößen erläutert.

Für das in Abschnitt 3 beschriebene Motorsystem ist ein Entwurfsvektor $\underline{x}^+$ derart zu bestimmen, daß die beiden Teilziele minimaler Kraftstoffverbrauch und maximale Leistung erreicht werden. Die Senkung des Kraftstoffverbrauchs soll dabei doppelt so hoch bewertet werden wie die Leistungssteigerung. Mit dieser Forderung lautet die Zielfunktion:

$$q(\underline{x}) = 2 \lambda_a(\underline{x}) - \lambda_1(\underline{x}) \quad (4.2-3)$$

Als Elemente des Startvektors werden die Daten des in Abschnitt 3.3 abgestimmten Motorsystems gewählt:

$$\underline{x} = (95., 119., 285., 1.32, 0.25, 0.084, 0.80) \quad (4.2-4)$$

Die Elemente x_i des Entwurfsvektors werden für die Optimierungsrechnung wie folgt normiert:

$$\tilde{x}_i = c_i x_i \quad (4.2-5)$$

$$c_i = \frac{1}{100^{\circ}\text{KW}} \quad i = 1, 3 \quad (4.2-6)$$

$$c_4 = 1 \quad (4.2-7)$$

$$c_i = \frac{10}{\text{m}} \quad i = 5, 7 \quad (4.2-8)$$

Durch die Normierung wird erreicht, daß für alle unterschiedlichen Suchrichtungen die gleiche Variationsschrittweite δ angenommen werden kann. Der Anfangswert der Variationsschrittweite wurde mit

$$\delta = .1$$

gewählt. Im Falle erfolgloser Variationen wird die Variations-schrittweite δ halbiert.

Der Optimalvektor $\underline{x}^+$ ist erreicht, sobald die reduzierte Variations-schrittweite kleiner als

$$\varepsilon_A = .005 \quad (4.2-9)$$

wird. Mit der Festlegung dieser Schranke ist die Annahme verbunden, daß Änderungen der Steuerwinkel

$$\Delta\phi < 0.5^\circ \text{ KW}$$

des Kurbelkastenverdichtungsverhältnisses

$$\Delta\varepsilon < 0.005$$

und der Rohrlänge

$$\Delta l \quad 0.5 \text{ mm}$$

einen zu vernachlässigenden Einfluß auf den Ladungswechselvorgang haben, bzw. im Bereich der Fertigungstoleranzen liegen.

Mit der Optimierungsrechnung soll versucht werden, ein vorhandenes Motorsystem zu verbessern. Die zu erwartende Verbesserung soll nach Möglichkeit durch geringfügige Änderungen des Ausgangssystems in die Praxis umgesetzt werden können. Die Intervallgrenzen, zwischen denen die Elemente des Entwurfsvektors variiert werden, waren auf diese Forderung abzustellen:

i	1	2	3	4	5	6	7
0_{ui}	90.	114.	280.	1.20	.080	0.075	0.200
0_{oi}	100.	124.	290.	1.44	0.400	0.140	1.200

PROGRAMMSYSTEM ASDO-2

GIB INT, IPR, IRS (313)
 GIB IDENTIFIKATION (12A4)
 ++ LIEFERGRAD-OPTIMIERUNG
 GIB N, M, MEX, ECKEN, NAT, LOE (613)
 ++ 7 14 14 14 0 0

AUF AV BELEGT: 239 ELEMENTE

GIB TYPEN (5F3, 0)

++ -1. -2. -3. -4. -5.
 ++ -6. -7. 1. 2. 3
 ++ 4. 5. 6. 7.

GIB STRAFKONSTANTEN (5G12, 4)

++ 0.10000+03 0.10000+03 0.10000+03 0.10000+03
 ++ 0.10000+03 0.10000+03 0.10000+03 0.10000+03
 ++ 0.10000+03 0.10000+03 0.10000+03 0.10000+03
 ++ 0.10000+03 0.10000+03

GIB VERFAHRENSKONSTANTEN

NAME, WERT (A4, G12, 4)

++ METH 3.000

NAME, WERT (A4, G12, 4)

++ IANZ 1.000

NAME, WERT (A4, G12, 4)

++ XVAR 0.1000

NAME, WERT (A4, G12, 4)

*** ENDE EINGABE

*** ASDO: STARTVEKTOR

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 0, VERFAHREN 3

*PAR 0.95000+00 0.11900+01 0.28500+01 0.13200+01

*PAR 0.25000+01 0.84000+00 0.80000+01

Q-ZF 0.43480-01 0.00000+00 0.43480-01 1

ASDO-ANW (A4)

+++

*** START HOOKE/JEEVES, MINIMIERUNG

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 1, VERFAHREN 3

*PAR 0.95000+00 0.11900+01 0.28500+01 0.14200+01

*PAR 0.26000+01 0.84000+00 0.81000+01

Q-ZF 0.35090-01 0.00000+00 0.35090-01 14

ASDO-ANW (A4)

+++

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 2, VERFAHREN 3

*PAR 0.95000+00 0.11900+01 0.28500+01 0.14200+01

*PAR 0.27000+01 0.94000+00 0.81000+01

Q-ZF 0.33910-01 0.00000+00 0.33910-01 29

ASDO-ANW (A4)

+++

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 3, VERFAHREN 3

*PAR 0.95000+00 0.11900+01 0.28500+01 0.14200+01

*PAR 0.27000+01 0.11400+01 0.81000+01

Q-ZF 0.30930-01 0.00000+00 0.30930-01 44

ASDO-ANW (A4)

+++

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 4, VERFAHREN 3

*PAR 0.95000+00 0.11900+01 0.28500+01 0.14200+01

*PAR 0.27000+01 0.13400+01 0.81000+01

Q-ZF 0.23580-01 0.00000+00 0.23580-01 60

ASDO-ANW (A4)

+++ RDAT

STOP RESTARTFÄHIG. ABBRUCH !!

END OF TASK 0

*** RESTARTDATEN GELESEN !!

*** START HOOKE/JEEVES: MINIMIERUNG

- VARIATION VERKLEINERT

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 5, VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.29000+01 0.14200+01

*PAR 0.27000+01 0.13900+01 0.81500+01

Q-ZF 0.73490-02 0.00000+00 0.73490-02 99

ASDO-ANW (A4)

+++

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 6, VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.29000+01 0.14200+01

*PAR 0.27500+01 0.13900+01 0.82500+01

Q-ZF 0.66800-02 0.00000+00 0.66800-02 113

ASDO-ANW (A4)

+++ RDAT

STOP RESTARTFÄHIG. ABBRUCH !!

END OF TASK 0

*** RESTARTDATEN GELESEN !!

*** START HOOKE/JEEVES: MINIMIERUNG

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 7, VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.28500+01 0.14200+01

*PAR 0.27500+01 0.13900+01 0.84000+01

Q-ZF 0.62590-02 0.00000+00 0.62590-02 128

ASDO-ANW (A4)

+++

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 8 , VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.21500+01 0.10700+01

*PAR 0.27500+01 0.13900+01 0.85500+01

Q-ZF 0.58380-02 0.00000+00 0.58380-02 143

ASDO-ANW (A4)

+++

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 9 , VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.38000+01 0.12700+01

*PAR 0.27500+01 0.13900+01 0.80000+01

Q-ZF 0.27770-02 0.00000+00 0.27770-02 159

ASDO-ANW (A4)

+++

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 10 , VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.29000+01 0.12200+01

*PAR 0.27500+01 0.13900+01 0.89000+01

Q-ZF 0.20260-02 0.00000+00 0.20260-02 172

ASDO-ANW (A4)

+++

- VARIATION VERKLEINERT

- VARIATION VERKLEINERT

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 11 , VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.29000+01 0.12070+01

*PAR 0.27500+01 0.13900+01 0.88100+01

Q-ZF 0.18940-02 0.00000+00 0.18940-02 227

ASDO-ANW (A4)

+++

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 12 , VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.28870+01 0.12070+01

*PAR 0.27500+01 0.13900+01 0.89250+01

Q-ZF 0.17650-02 0.00000+00 0.17650-02 242

ASDO-ANW (A4)

+++

- VARIATION VERKLEINERT

ASDO-ANW (A4)

+++ PRNT

ZYKL 13 , VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.28870+01 0.12070+01

*PAR 0.27440+01 0.13900+01 0.89250+01

Q-ZF 0.17640-02 0.00000+00 0.17640-02 285

ASDO-ANW (A4)

+++

ASDO-ANW (R4)

+++ PRNT

ZYKL 14 VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.28870+01 0.12010+01

*PAR 0.27440+01 0.13900+01 0.89250+01

Q-ZF 0.17390-02 0.00000+00 0.17390-02 314

ASDO-ANW (R4)

+++

- VARIATION VERKLEINERT

ASDO-ANW (R4)

+++ PRNT

ZYKL 15 VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.28870+01 0.12010+01

*PAR 0.27470+01 0.13900+01 0.89250+01

Q-ZF 0.17380-02 0.00000+00 0.17380-02 356

ASDO-ANW (R4)

+++

*** VARIATIONSKRITERIUM ERFUELLT: BESTWERT !!

ASDO-ANW (R4)

+++ PRNT

ZYKL 16 VERFAHREN 3

*PAR 0.10000+01 0.12400+01 0.28870+01 0.12010+01

*PAR 0.27470+01 0.13900+01 0.89250+01

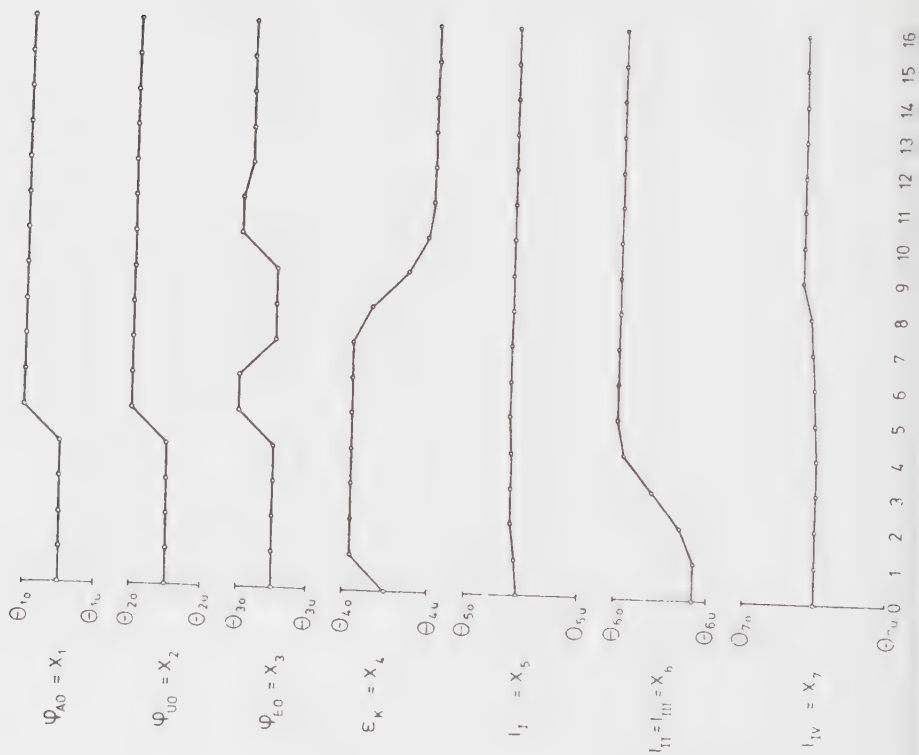
Q-ZF 0.17380-02 0.00000+00 0.17380-02 386

ASDO-ANW (R4)

+++ STOP

STOP ABRUCH DURCH PCON !!

END OF TASK 0



$$\text{Startvektor } \underline{X} = \begin{pmatrix} 95,0 \\ 119,0 \\ 285,0 \\ 1,320 \\ 0,250 \\ 0,084 \\ 0,800 \end{pmatrix} \quad (\text{Zyklus } 0)$$

$$\text{Optimalvektor } \underline{X}^* = \begin{pmatrix} 100,0 \\ 124,0 \\ 289,0 \\ 1,201 \\ 0,275 \\ 0,139 \\ 0,8925 \end{pmatrix} \quad (\text{Zyklus } 16)$$

Bild 4.2-1: Variationen der
Prüfungsfunktion

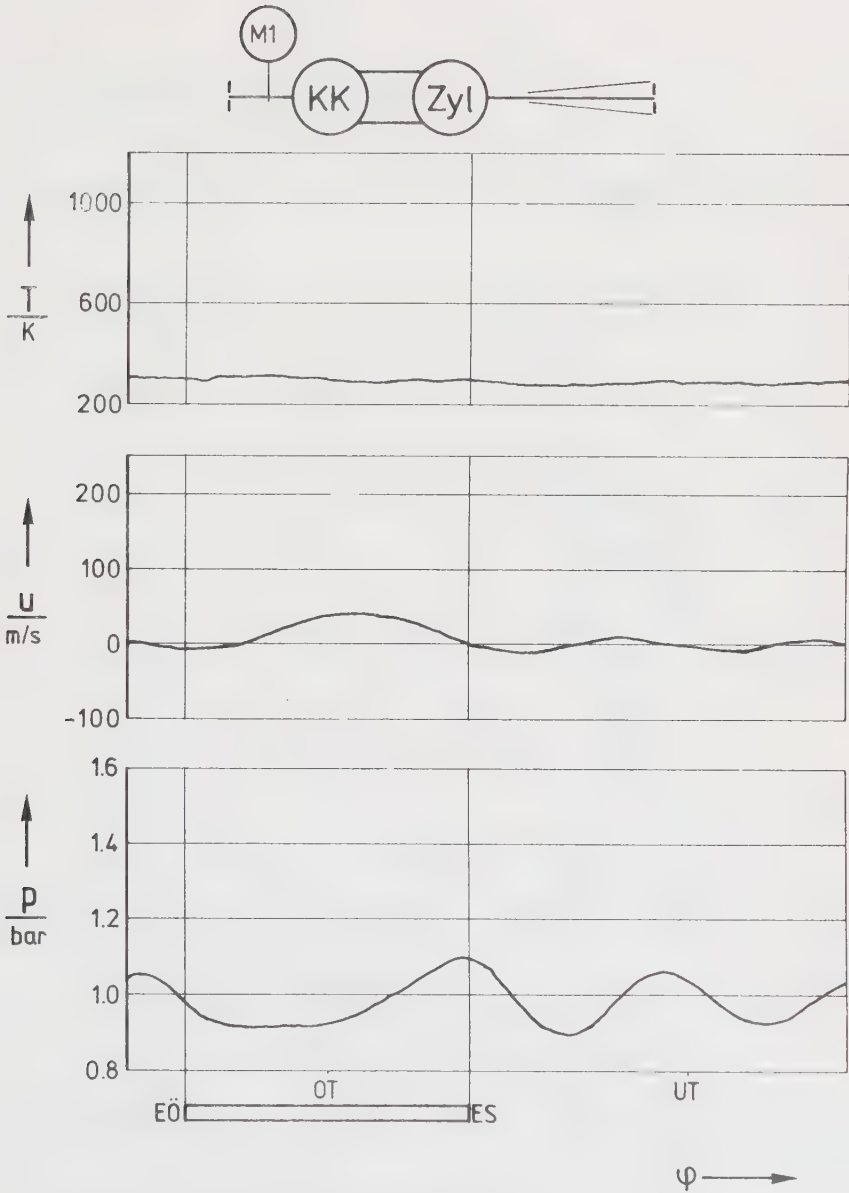


Bild 4.2-2: Zustandsverlauf an der Stelle M 1
(optimales System)

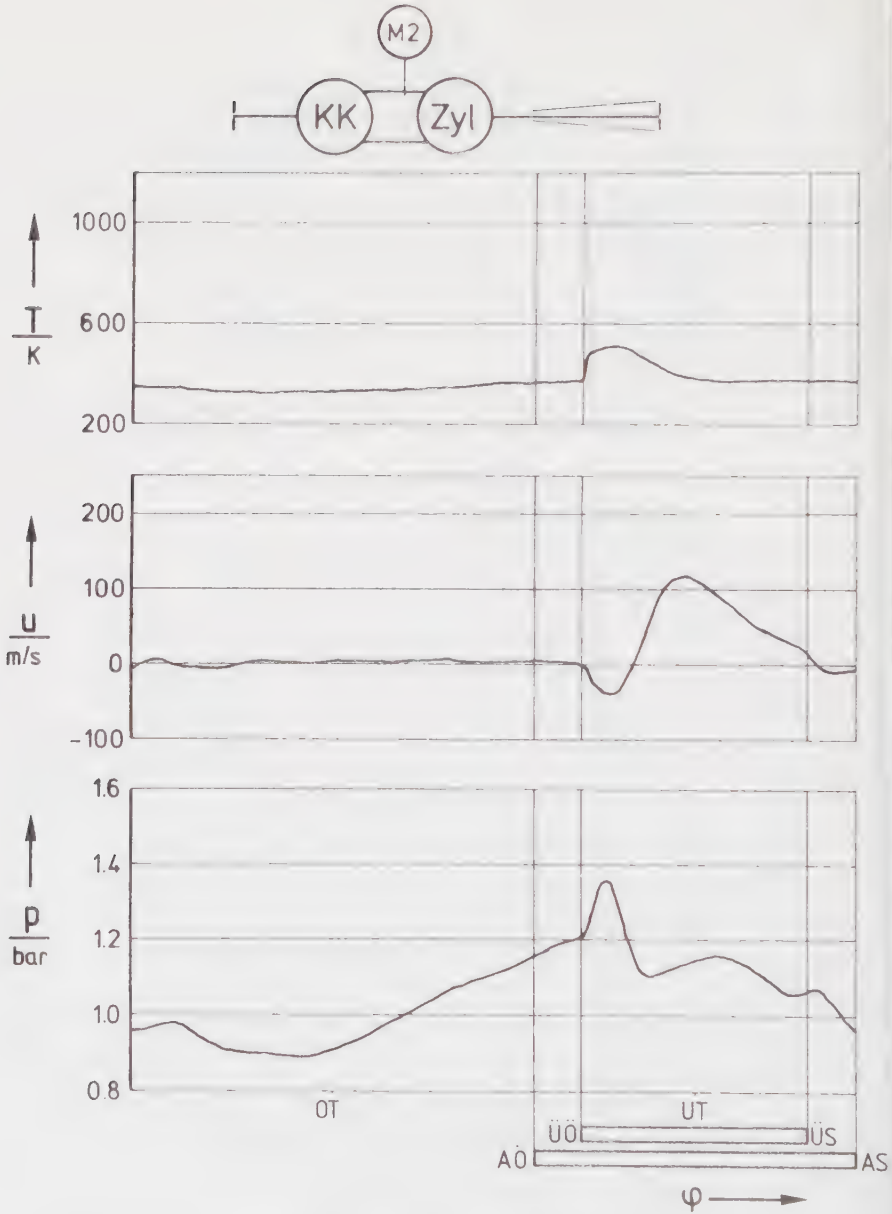


Bild 4.2-3: Zustandsverlauf an der Stelle M 2
(optimales System)

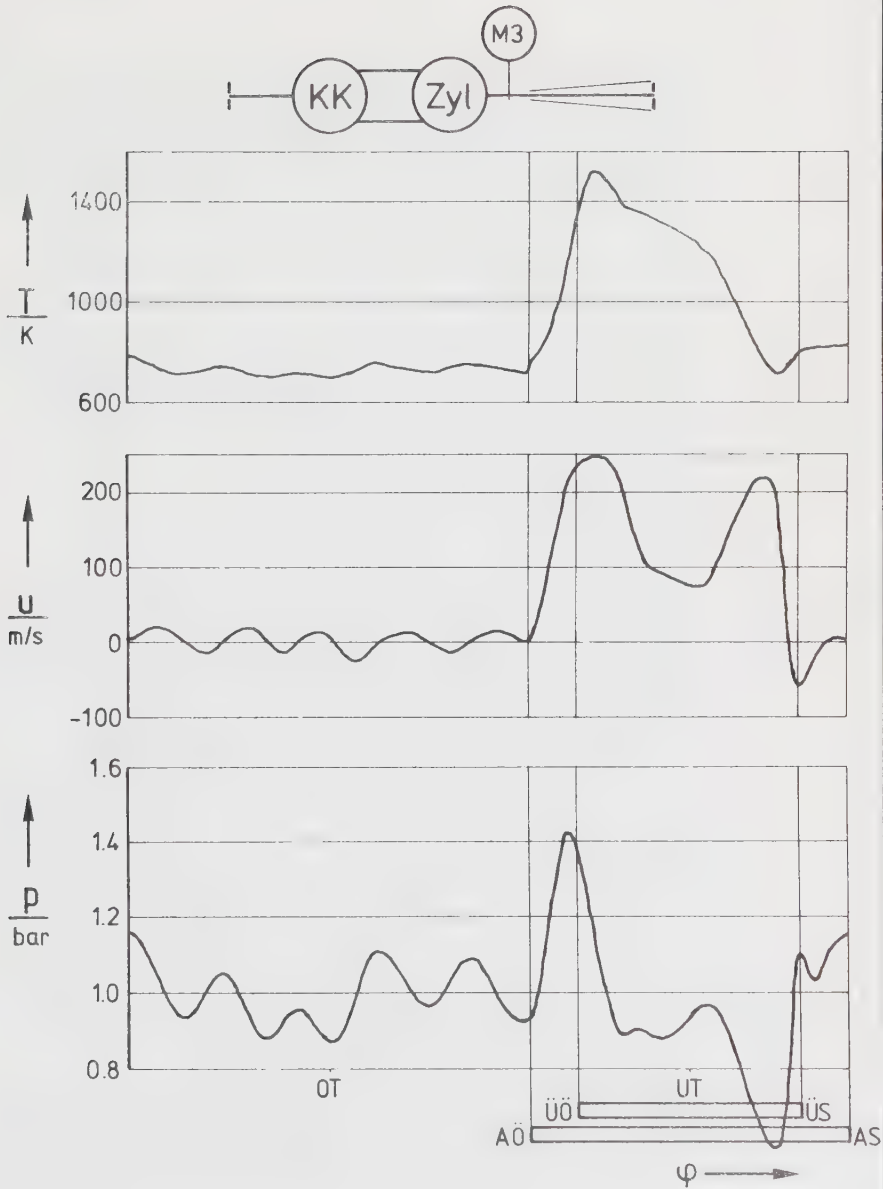


Bild 4.2-4: Zustandsverlauf an der Stelle M 3
(optimales System)

Für die Berechnung der Zielfunktion werden die Ladungswechselkenngrößen nach zwei durchgerechneten Arbeitsspielen (720⁰ KW) ausgewertet. Dies ist ausreichend, da die Änderung der Ladungswechselkenngrößen nach der Durchrechnung weiterer Arbeitsspiele hinreichend klein ist.

Dem Protokoll der Optimierungsrechnung ist für jeden Zyklus der normierte Entwurfsvektor $\underline{x}$, der Wert der Zielfunktion und die Anzahl der Funktionsauswertungen zu entnehmen. Weiterhin enthält das Protokoll zu Beginn nicht relevante Angaben für die Optimierungssoftware, die nur der Vollständigkeit halber aufgeführt werden.

Der Optimalvektor, d.h. das verfahrenseigene Konvergenzkriterium

$$\delta < \epsilon_A = .005$$

wurde nach 386 Funktionsauswertungen erreicht. Bild 4.2-1 zeigt die vom Optimierungsverfahren durchgeführten Variationen der Entwurfsparameter. Durch die gleichzeitige Variation aller Entwurfsparameter ist es nicht mehr möglich, Tendenzen zum Erreichen des Optimalvektors zu erkennen. Dies macht die Schwierigkeiten deutlich, die sich bei der versuchstechnischen Ermittlung von Konstruktionsparametern ergeben, mit denen das System bestimmte Forderungen erfüllen soll. Selbst mit großem Versuchsaufwand ist das Erreichen eines Optimalvektors, wie es die mathematische Optimierung vermag, mit Motorversuchen praktisch nicht möglich. Die Vorgehensweise, die Parameter einzeln nacheinander zu optimieren, führt nicht zum Erfolg. Unter Berücksichtigung dieser Tatsache ist der erforderliche, relativ hohe Rechenzeitaufwand für eine numerische Optimierung zu rechtfertigen. So war für die gezeigte Optimierungsrechnung der Optimalvektor nach einer Rechenzeit von $t = 12$ h bestimmt.

Dazu ist jedoch noch festzustellen, daß der Lernprozeß für die Lösung derartiger Probleme noch nicht abgeschlossen ist. Vielmehr wurde hier in einem 1. Schritt eine vielversprechende Möglichkeit zur Verbesserung von Motorbetriebswerten aufgezeigt. Es ist zu er-

warten, daß durch eine andere Vorgehensweise noch eine wesentliche Rechenzeitverkürzung zu erreichen ist. Bei dieser Vorgehensweise werden die Parameter in Gruppen zusammengefaßt und zunächst für jede Parametergruppe ein Optimierungslauf durchgeführt. Erst in einer abschließenden Phase erfolgt durch Variieren aller Parameter die endgültige Abstimmung.

In den Bildern 4.2-2, 4.2-3 und 4.2-4, die den Graphen der berechneten Vektorfunktion an verschiedenen Stellen des Leitungssystems zeigen, ist der Erfolg der Rechnung zu erkennen. Nicht nur die Schwachstellen im physikalischen Geschehen konnten beseitigt werden, sondern mit Hilfe eines allgemeinen numerischen Optimierungsverfahrens ist es gelungen, beachtliche Nachladeeffekte sowohl für den Zylinder als auch für den Kurbelkasten zu erzielen. Damit ist eine erhebliche Kraftstoffverbrauchssenkung verbunden. In Tafel 4.2-1 sind Leistung und spezifischer Kraftstoffverbrauch im Vergleich mit der Ausgangsmaschine und der im Abschnitt 3.3 abgestimmten Maschine aufgeführt.

	Leistung	spez. Kraftstoffverbrauch
Ausgangsmaschine	100 %	100 %
Maschine mit abgestimmtem Leitungssystem	113%	102 %
Maschine mit optimalen Parametern	101 %	82,3 %

Tafel 4.2-1: Vergleich von Leistung und spez. Kraftstoffverbrauch

Als Elemente des Startvektors für die Optimierung wurden die Daten der Maschine mit dem abgestimmten Leitungssystem gewählt. Die kleinere Leistung der Maschine mit optimalen Parametern ist auf die doppelte Gewichtung des Teilzieles minimaler Kraftstoffverbrauch zurückzuführen.

Das Ergebnis der Rechnung macht deutlich, mit welchem Ausmaß der Ladungswechselvorgang von den instationären Strömungsvorgängen im Leitungssystem beeinflusst wird. Eine Übertragung des allgemeinen Optimierungsverfahrens auf andere Problemstellungen des Verbrennungs-

motorenbaus ist möglich, wenn die zu formulierende Zielfunktion, die von der Bestimmung des Systems abhängt und mit den Parametern funktional verbunden ist, mit dem Programmsystem PROMOZ berechnet werden kann.

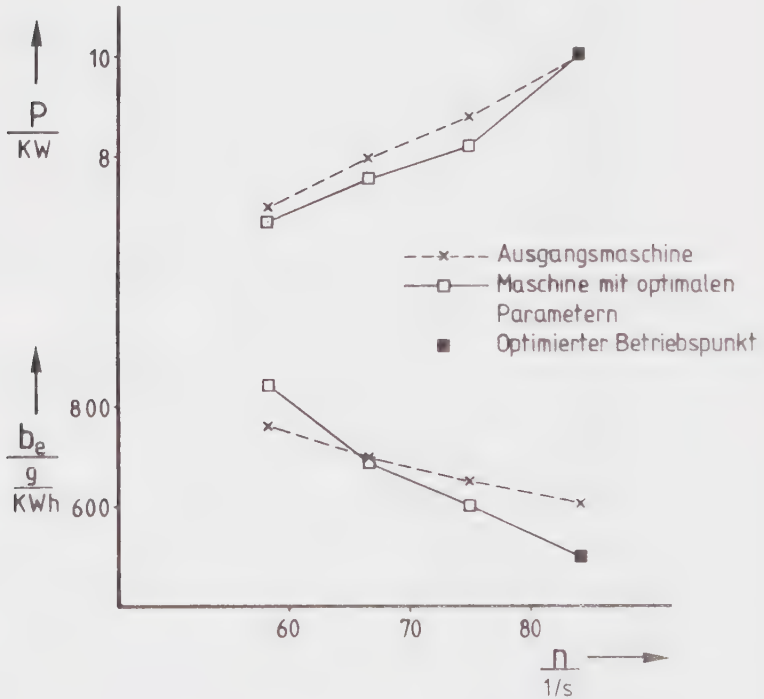


Bild 4.2-5: Vergleich von Vollastkennlinien

Abschließend soll der Einfluß der Parameteroptimierung, die für einen Betriebspunkt des Motors durchgeführt wurde, auf eine Drehzahländerung hin untersucht werden. Zu diesem Zweck sollen Vollastkennlinien der Ausgangsmaschine und der Maschine mit den für den

optimierten Betriebspunkt ($n = 84 \text{ s}^{-1}$) optimalen Parametern verglichen werden. Die dafür erforderlichen Betriebsdaten sind Ergebnisse, die mit dem Programmsystem PROMOZ ermittelt wurden. Damit wird eine weitere Anwendungsmöglichkeit gezeigt, das Programmsystem als "Analyse-Instrument" zu benutzen.

In Bild 4.2-5 ist der Verlauf der Leistung und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt. Beide Maschinen zeigen ein ähnliches Leistungsverhalten. Ausgehend vom optimierten Betriebspunkt bei $n = 84 \text{ s}^{-1}$, in dem beide Maschinen etwa die gleiche Leistung abgeben, fällt die Leistung der Ausgangsmaschine mit abnehmender Drehzahl langsamer, als die der Vergleichsmaschine. Der größte Leistungsverlust der Maschine mit optimalen Parametern beträgt etwa 5 % bei $n = 75 \text{ s}^{-1}$. Diesem Leistungsverlust steht aber im Drehzahlbereich $n > 67 \text{ s}^{-1}$ eine Senkung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs gegenüber. Damit wird der Drehzahlbereich wie zu erwarten begrenzt, in dem sich die Optimierung des Betriebspunktes positiv auswirkt. Außerhalb dieses Drehzahlbereiches steigt der Kraftstoffverbrauch mit weiter abnehmender Drehzahl über den der Ausgangsmaschine an. Da der untersuchte Motor stationär, im optimierten Betriebspunkt gefahren wird, verspricht die Umsetzung der optimierten Parameter in eine Konstruktionsänderung eine erhebliche Kraftstoffverbrauchssenkung.

5 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird ein Programmsystem beschrieben, mit dem eine detaillierte mathematische Simulation kurbelkastengespülter Zweitaktmotoren einschließlich der instationären Strömungsvorgänge in den angeschlossenen Leitungssystemen möglich ist. Dem Programmsystem liegen zwei Modelle zugrunde

- ein Modell für die Rohrströmung und
- ein Modell für die Strömung durch die in den realen Leitungssystemen von Zweitaktmotoren eingebauten Drosselstellen.

Das Modell für die Rohrströmung umfaßt die Gleichungen der instationären Fadenströmung mit Berücksichtigung der äußeren Reibung, des Wärmeaustausches und einer stetigen Änderung des Rohrquerschnittes. Die schrittweise Integration erfolgt mit einem programmtechnisch günstigen, zweistufigen Differenzenverfahren.

Die instationären Strömungsvorgänge durch die Ein- und Austrittsöffnungen der die Rohrströmung unterbrechenden Drosselstellen sind von beträchtlicher Komplexität. Mehrere Autoren /18,12,14,22,23,24/ haben jedoch gezeigt, daß diese Strömungsprozesse auf quasistationärer Basis analysiert werden können. Durch die Einführung dieses einfachen Modells können diese Strömungsvorgänge mit den Gleichungen der stationären Strömung beschrieben werden. Anstelle der Impulsgleichung kommt ein wesentlicher empirischer Faktor, der gemessene Durchflußbeiwert α , zur Erfassung der Strömungsverluste in die Rechnung hinein. Die noch fehlenden Gleichungen werden durch lokale Einbeziehung der Charakteristiken der instationären Fadenströmung gefunden.

Die verschiedenartigen Drosselstellen lassen sich durch Kombination und Überlagerung der Grundströmungsfälle

- Einströmen in ein Rohr aus einem fiktiven oder tatsächlich vorhandenen Behälter und
- Ausströmen aus einem Rohr in einen fiktiven oder tatsächlich vorhandenen Behälter

simulieren. Die Berechnung der Zustandsvektoren in den Ein- und Austrittsquerschnitten erfolgt daher mit einem für alle Arten von

Drosselstellen einheitlichen Algorithmus.

Bei Drosselstellen mit Speicherwirkung wird das zusätzliche, die Zustandsänderung im Innern der Drosselstelle beschreibende gewöhnliche Differentialgleichungssystem vorteilhaft mit einem Prediktor-Korrektor-Verfahren gelöst. Das Prediktor-Korrektor-Verfahren erlaubt eine Abschätzung des Fehlers, der bei einem Schritt eingegangen wird, und hat als weiteren Vorteil gegenüber dem Runge-Kutta-Verfahren eine höhere Konvergenzgeschwindigkeit.

Bei der Erarbeitung des mathematischen Modells für die komplexe Drosselstelle Zylinder wurde besonderes Gewicht darauf gelegt, daß die Simulation verschiedener Bauarten von Zweitaktmotoren weitgehend ermöglicht wird. Es wäre denkbar, den Zylinderraum nicht als thermodynamisches System aufzufassen, sondern das instationäre dreidimensionale Strömungs- und Temperaturfeld im Zylinder, mit Energiezufuhr und Wärmeaustausch, durch numerische Integration zu bestimmen. Durch den dafür notwendigen Rechenaufwand sind derartige Rechnungen innerhalb eines komplexen Programmsystems, beim heutigen Stand der Rechenanlagen, nicht zu vertreten.

Die Annahme von Homogenität der Zylinderladung kann zu einem ungenauen Wert der Ladungsenergie in der Hochdruckphase führen, wenn die Ladung sowohl in Bezug auf Temperatur als auch Zusammensetzung nicht homogen ist und sich zeitweise nicht im chemischen Gleichgewicht befindet. Aufgrund dieser Annahme ist es nicht möglich, eine Berechnung der Abgaszusammensetzung für Emissionsstudien durchzuführen. Bei Berücksichtigung der durch die vorgenommenen Vereinfachungen begrenzten Auswertungsmöglichkeiten werden jedoch wertvolle Ergebnisse für die Konstruktion von Zweitaktmotoren erzielt. Für die Spülung des Zylinders wird ein mathematisches Modell angegeben, das die schrittweise Beschreibung des Spülprozesses einschließt. Es ermöglicht die Simulation der Spülung als Verdrängungs-, Verdünnungs- und teilweiser Kurzschlußspülung, sowie einer beliebigen Kombination aller drei hypothetischen Spülarten und kommt damit der physikalischen Wirklichkeit nahe.

Ziel der Entwicklung des Programmsystems und dieser Arbeit war u.a.

die Auswirkungen von Änderungen der Konstruktionsparameter zu berechnen, um damit zu einem besseren Verständnis der physikalischen Vorgänge zu gelangen und als Ergebnis der detaillierten Kenntnis der gasdynamischen Vorgänge die Konstruktion zu verbessern. Als Beispiel von Parameteruntersuchungen wird die Abstimmung eines realen Motors diskutiert.

Da mit dem Programmsystem ein mathematisches Modell des Zweitaktmotors vorliegt, wird eine weitere Anwendungsmöglichkeit erschlossen. Durch die Kopplung des Programmsystems mit der von der Arbeitsgruppe Rechnerunterstütztes Konstruieren entwickelten Optimierungs-Software /57/ können Konstruktionsparameter numerisch optimiert werden. Die Optimierungsrechnung mit einem direkten Suchverfahren, der Strategie von Hooke und Jeeves, zeigt, daß eine erhebliche Kraftstoffverbrauchssenkung durch die Optimierung der Einflußgrößen zu erreichen ist. Das erzielte Ergebnis läßt erwarten, daß der aufgezeigte Weg zur Verbesserung der Motorbetriebswerte Anwendung in der Entwicklung und Konstruktion von Zweitaktmotoren finden wird.

Literaturverzeichnis

- /1/ Pischinger, A., Bewegungsvorgänge in Gassäulen, insbes.
beim Auspuff- und Spülvorgang von Zweitaktmaschinen
Forsch. Ing.-Wes., 1935
- /2/ List, H., Reyl, G., Der Ladungswechsel der Verbrennungs-
kraftmaschine
Springer-Verlag, Wien, 1949
- /3/ Ryti, M., Schwingungen in den Luftleitungen aufgeladener
Dieselmotoren
Brown Boveri Mitteilung, Bd. 52, 1965
- /4/ Wilhelm, W., Untersuchungen über den Einfluß der Auspuff-
rohrabmessungen auf den Ladungswechsel einer Einzylinder-
Zweitaktvergasermaschine mit Kurbelkastenspülung
Forschungsbericht Nr. 588 des Wirtsch.- und Verkehrsmin.
von Nordrhein-Westfalen, 1958
- /5/ Ryti, M., Ein Rechnerprogramm für den Ladungswechsel
aufgeladener Dieselmotoren
Brown Boveri Mitteilung, Bd. 55, 1968
- /6/ Ryti, M., Zur Methodik rechnerischer Ladungswechselunter-
suchungen
MTZ 31, 1970
- /7/ Eberle, M., Beitrag zur Berechnung des Thermodynamischen
Zusammenwirkens von Verbrennungsmotor und Abgasturbolader
Diss., Zürich, 1968
- /8/ Streit, E.E., Bormann, G.L., Mathematical Simulation of
a Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engine
SAE Transactions, Vol 80, 1971
- /9/ Sauer, R., Charakteristikenverfahren für die eindimensionale
instationäre Gasströmung
Ing.-Archiv XIII, 1942
- /10/ Schultz-Grunow, F., Nichtstationäre eindimensionale Gasbewegung
Forsch. Ing.-Wes. XIII, 1942

- /11/ Jenny, E., Berechnungen und Modellversuche über Druckwellen großer Amplitude in Auspuffleitungen
Diss., Zürich, 1949
- /12/ Seifert, H., Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen
Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1962
- /13/ de Haller, P., Über eine graphische Methode in der Gasdynamik
Technische Rundschau Sulzer, Nr. 1, 1945
- /14/ Benson, R.S., A computer program for calculating the performance of an internal combustion engine exhaust system
Proc. Inst. Mech. Engrs., 1967
- /15/ Seifert, H., u.a., Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in den Rohrleitungssystemen von Mehrzylindermotoren
MTZ 33, 1972
- /16/ Kattentidt, R., Beitrag zur programmierten Berechnung des Ladungswechsels im Verbrennungsmotor und der reibungsbehafteten Strömung in den Rohrleitungen nach dem Charakteristikenverfahren
Diss., Stuttgart, 1973
- /17/ Seifert, H., Early Experience with a Mathematical Model of Internal Combustion Engine Process Simulation
6. International Colloquium on Gasdynamics of Explosions and Reactive Systems, Stockholm, 1977
- /18/ Stromberg, H.-J., Ein Programmsystem zur Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen mit Berücksichtigung der instationären Strömungsvorgänge in den realen Rohrleitungssystemen von Mehrzylinder-Verbrennungsmotoren
Diss., Bochum, 1977
- /19/ Baehr, H.D., Thermodynamik
Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1973
- /20/ Osswatitsch, K., Gasdynamik
Springer-Verlag, Wien, 1977

- /21/ Zierrep, J., Theoretische Gasdynamik
Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1972
- /22/ Mayr, B., Beitrag zur Berechnung des Ladungswechsels an
Verbrennungskraftmaschinen mit besonderer Berücksichtigung
der instationären Strömung in Rohrleitungen
Diss., Berlin, 1969
- /23/ Gary, R.G., Unsteady flow in pipes with sudden area changes
Diss., Liverpool, 1962
- /24/ Peters, A., Analyse instationärer Strömungsvorgänge beim
Ladungswechsel eines Mehrzylinder-Ottomotors und eines
aufgeladenen Dieselmotors
Diss., Bochum 1978
- /25/ Görg, K.A., Kruse, F.W., Stark, W., Programmsystem IIWI,
Verfahren zur Berechnung der instationären Rohrströmung
Arbeitsbereich des Rechenzentrums der Ruhr-Universität
Bochum, 1976
- /26/ Lax, Q.D., Wendroff, B., Difference Schemes for Hyperbolic
Equations with High Order of Accuracy
Comm. Pure App. Math., 17, 1964
- /27/ Mühlenkamp, H., Zur Genauigkeit der Brenngesetzrechnung
eines Dieselmotors mit nichtunterteiltem Brennraum
MTZ 37, 1976
- /28/ Woschni, G., Grundlagen der realen Prozeßberechnung
Kolloquium - Der heutige Stand der Berechnungsmethode zum
Arbeitsverfahren des Verbrennungsmotors
FVV - Heft R 256, 1974
- /29/ Müller, H., Bertling, H., Programmierte Auswertung von
Druckverläufen in Ottomotoren
Fortschr.-Ber. VDI - 7, Nr. 30, 1971
- /30/ Vibe, I., Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungs-
motoren
VEB - Verlag Technik, Berlin, 1970

- /31/ Woschni, G., Anisitis, F., Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen
MTZ 34, 1973
- /32/ Willenbockel, O., Die Anwendung realer Prozeßrechnungen zur quantitativen Erklärung der Stickoxid-Emission eines Ottomotors
Diss. Braunschweig, 1972
- /33/ Kleinschmidt, W., Untersuchung des Arbeitsprozesses und der NO-, NO₂- und CO-Bildung in Ottomotoren
Diss., Aachen, 1974
- /34/ Patterson, D.-J., van Wylen, G., A Digital Computer Simulation for Spark-Ignited Engine Cycles
SAE-Paper 633 F
- /35/ Woschni, G., Beitrag zum Problem des Wärmeübergangs im Verbrennungsmotor
MTZ 26, 1965
- /36/ Woschni, G., Experimentelle Bestimmung der für reale Prozeßrechnungen für Ottomotoren notwendigen Randbedingungen
FVV - Informationstagung, Frankfurt, 1977
- /37/ FDBR - Handbuch, Wärme- und Strömungstechnik
Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau e.V., Düsseldorf, 1972
- /38/ Hasselgruber, H., Verallgemeinerte Berechnung des stationären Ladungswechsels von Verbrennungskraftmaschinen
Forsch., Ing.-Wes., Bd. 27, 1961
- /39/ Jante, A., Über Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
Verlag Technik, Berlin, 1956
- /40/ Metz, J.R., Urben, A., Steiger, A., Contribution to the Investigation of the Diesel Cycle with Aid of Digital Computers
Proc. Instr. Mech., Engrs., Vol. 188, 1968
- /41/ Gersten, K., Strömungsmechanik
Vorlesungsumdruck Ruhr-Universität Bochum, 1970

- /42/ Müller, H., Entwicklung eines Finit-Element-Programmsystems zur Lösung von nichtselbstadjungierten Problemen am Beispiel der Navier-Stokes-Gleichung
Diss., Bochum, 1978
- /43/ Krause, E., Anwendung numerischer Methoden in der Strömungsmechanik
Abhandlungen aus dem Aerodynamischen Institut an der TH Aachen, Heft 21, 1974
- /44/ Rao, N.N., Der Einfluß der Mischung und des Kurzschlußverlustes bei der Spülung von Zweitaktmotoren
MTZ 25, 1964
- /45/ Dietrich, W., Beitrag des Gaswechselvorgangs gebläsegespülter Zweitakt Dieselmotoren mit symmetrischer Schlitzsteuerung unter Einschluß der Abgasturboaufladung
Diss., Darmstadt, 1962
- /46/ Pierburg, A., Vergaser für Kraftfahrzeugmotoren
VDI - Verlag GmbH, Düsseldorf, 1970
- /47/ Görg, K.A., Stark, W., Wojcieszynski, R., Programmsystem PROMO : Verfahren zur Berechnung der Übergangsbedingung "Rohrverzweigung", "Blende im Rohr" und der Randbedingung "Blende am Rohrende"
FVW - Forschungsbericht, Heft 238 - 6, 1978
- /48/ Hämmerlin, G., Numerische Methoden
Biographisches Institut, Mannheim-Wien-Zürich, 1970
- /49/ Whelan, B., The Development of a Computer Program for the Simulation of a Crankcase Compression Engine
Diss., Manchester, 1972
- /50/ Hadlatsch, P., Reibende Gasströmung durch Drosselstellen sowie Reflexion anbrandender Druckwellen mit großen Amplituden
Z.VDI, Bd. 95, 1953
- /51/ Löhner, K., Müller, H., Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor
Springer-Verlag, Wien-New York, 1967

- /52/ Leiker, M., Die Auspuffanlage des Zweitaktmotors
MTZ 13, 1952
- /53/ Sanborn, D.S., Paper Powerplants Promote Performance
Progress
SAE - Paper 750016, 1975
- /54/ Nagao, F., Shimamoto, Y., The Effect of Crankcase Volume and
the Inlet System on the Delivery Ratio of Two-Stroke Cycle
Engines
SAE - Paper 670030, 1967
- /55/ N.N., Der Tauchkolbenmotor der MAN Bauart GZ für den Antrieb
von Schiffen
MAN-Dieselmotoren-Nachrichten (1952), Nr. 25 und 26
- /56/ Jante, A., über die Spülung von Zweitaktmotoren
Akademie-Verlag, Berlin, 1960
- /57/ Kanarachos, A., Prüfer, H.P., ASDO - Ein interaktives Programm-
system zur Konstruktionsoptimierung auf der Basis von Parameter-
optimierungsverfahren
Bericht zum DFG - Vorhaben Ka 42417, 1978
- /58/ Hooke, R., Jeeves, J.A., Direct search solution of numerical
and statistical problems
J. ACM 8, 1961
- /59/ Schwefel, H.P., Evolutionsstrategie und Numerische Optimierung
Diss., Berlin, 1975
- /60/ Vickland, C.W., Starkman, E.S., Caretto, L.S., The Effect of
Temperature Variations in the Engine Combustion Chamber on
Formation and Emission of Nitrogen Oxides
SAE - Paper No. 710158
- /61/ Streit, E.E., Borman, G.L., Mathematical Simulation of a
Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engine
SAE - Paper 710176
- /62/ Glass, W., Kim, D.S., Kraus, B.J.: Synchrothermat Reaktor
System for Control of Automotive Exhaust Emission
SAE - Paper 700147, 1970

Lebenslauf

Persönliches	Peter Heine geb. am 29.6.1942 in Gelsenkirchen
Schulen	1948-1956 Volksschule in Gelsenkirchen 1961-1964 Berufsaufbauschule (Abendschule) in Gelsenkirchen, Abschluß: Fachschulreife
Studium	1965-1968 Staatliche Ingenieurschule für Maschinenwesen Gelsenkirchen-Buer, Abschluß: Ing.grad. 1968-1973 Ruhr-Universität Bochum, Abschluß: Dipl.-Ing.
Berufstätigkeit	1956-1959 Dreherlehre, Fa. Rheinstahl-Eisenwerke Gelsenkirchen AG, Gelsenkirchen 1959-1961 Dreher, Fa. Rheinstahl-Eisenwerke Gelsenkirchen AG, Gelsenkirchen 1968 Konstrukteur, Fa. Carl Zeiss, Oberkochen 1973-1978 Wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl Konstruktionstechnik I Professor Dr.-Ing. H. Seifert seit 1978 beim Rheinisch-Westfälischen Technischen Überwachungsverein, Prüfstelle für die Abgase von Kraftfahrzeugen, tätig

